UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DE SISTEMA DE TRACCIÓN PARA VEHÍCULO ELÉCTRICO

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

MECÁNICA – MECATRÓNICA

PRESENTA:

EMILIO ATAULFO SÁNCHEZ MEDINA

TUTOR:

DR. JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ

COTUTOR:

M.I. SERAFIN CASTAÑEDA CEDEÑO

Jurado Asignado

Presidente: Dr. Adrián Espinosa Bautista

Secretario: M.I. Antonio Zepeda Sánchez

Vocal: Dr. Jesús Manuel Dorador González

1er Suplente: M.I. Serafín Castañeda Cedeño

2do Suplente: Germán Jorge Carmona Paredes

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

TUTOR DE LA TESIS:

JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ

_____

FIRMA

Contenido

I.	Introducción	1
II.	Objetivos	5
III.	Capitulo 1. Antecedentes	8
IV.	Capítulo 2. Análisis dinámico del vehículo	18
V.	Capítulo 3. Solución a desarrollar	27
VI.	Capítulo 4. Diseño conceptual	32
VII.	Capítulo 5. Diseño de detalle	44
VIII.	Capítulo 6. Resultados	59
IX.	Conclusiones y trabajo a futuro	69
X.	Referencias y Bibliografía	72
XI.	Anexo I	77
XII.	Anexo II	89
XIII.	Anexo III	117
XIV.	Anexo IV	148

Introducción

Dadas las condiciones de vida actuales, los vehículos eléctricos, híbridos y de celdas de combustible han atraído la atención para fabricantes, gobierno y consumidores por las características de operación (autonomía, costo del combustible, velocidad por el rendimiento), por ser los combustibles fósiles recursos no renovables, por los incentivos fiscales y por ser de gran interés la disminución de contaminación **[I.1]**.

No tardaría mucho tiempo de la invención del motor eléctrico (Michael Faraday, 1821) para que entre 1832 y 1839 fuera utilizado por Robert Anderson y en 1834 por Thomas Davenport para inventar el vehículo eléctrico; ya para 1900 el 40% de todos los vehículos que se vendían eran de vapor, 22% de gasolina y 38% eran eléctricos; pero debido a las limitaciones asociadas con las baterías y el rápido avance en los vehículos con motor de combustión interna desde 1930 los vehículos eléctricos casi desaparecen **[I.2]**.

La principal desventaja son las baterías que almacenan poca energía con baja potencia en comparación de los combustibles líquidos, los vehículos eléctricos tienen más de tres veces la eficiencia de los vehículos con motor de combustión interna (**ICEV** *internal combustion engine vehicle*) y el doble de eficiencia que los vehículos eléctricos híbridos (**HEV** *hybrid electric vehicle*), el costo por kilómetro de combustible para un vehículo eléctrico está muy por debajo en comparación de un vehículo de motor de combustión interna.

Un vehículo eléctrico es apropiado para su uso en ciudad por el rango promedio de velocidad en el que se conduce ya que se tiene una velocidad promedio de 11.96 km/h en calles residenciales a las 19:30 hrs y 51.82 km/h en las vías rápidas a las 05:30 hrs en la Ciudad de México, así mismo se justifica por la autonomía debido a que un recorrido promedio es de 32 km (en el caso de la Ciudad de México) **[I.3]**.

El concepto de vehículo que se desarrolló tiene una configuración de tres ruedas, dos ruedas frontales con tracción independiente, el vehículo gira por velocidad electrónica diferenciada (*differential steering*), es decir, si se desea que el vehículo de vuelta a la derecha, la velocidad de la rueda derecha girará a menos revoluciones por minuto que la rueda izquierda, este tipo de sistema es conocido como sistema de giro por cable (*steer by wire*), porque no existe una conexión mecánica entre el volante y las ruedas.

En la necesidad de proporcionarles fuerza motriz a las máquinas, los motores neumáticos, de combustión, eléctricos, etc. no han sido capaces por ellos mismos de proporcionar el par requerido a la velocidad requerida, es por ello que se ha necesitado de transformadores de par – velocidad, además de elementos que transmitan esta fuerza motriz desde una fuente motriz hasta el elemento a conducir (poleas, engranes, flechas, bandas, cadenas, etc.), estos mismos elementos en ocasiones se encuentran moviéndose, y aumentando el peso al sistema hacen que este se vuelva más pesado, incrementándose la potencia necesaria requerida, por lo que tienen que ser más grandes y pesados, cayéndose en “un circulo vicioso”; el ideal entonces ha sido sistemas de conducción directa o *direct*

drive cuya característica es tener sistemas motrices de bajo peso, poco espacio, proporcionando todo el par requerido a la velocidad requerida.

La combinación de la mecánica, la electrónica, el control y el uso de nuevos materiales han permitido la invención de unidades motrices manipulables con capacidad de tener movimientos alternativos o perfiles de velocidad.

Estos sistemas *direct drive* en la actualidad son utilizados en bicicletas, en motocicletas de baja potencia, en prototipos de vehículos híbridos con alta potencia, en equipo médico, en centros de maquinado, etc.

En la figura I.1 se muestra el vehículo eléctrico hibrido recargable (**PHEV** – *plug hybrid electric vehicle*) *Volvo recharge* **[I.4]**, que cuenta con tracción independiente en las cuatro ruedas, la fuerza motriz en cada ruedas es proporcionada por un motor en la rueda (*in wheel motor*) hecha por el fabricante *protean electric*.

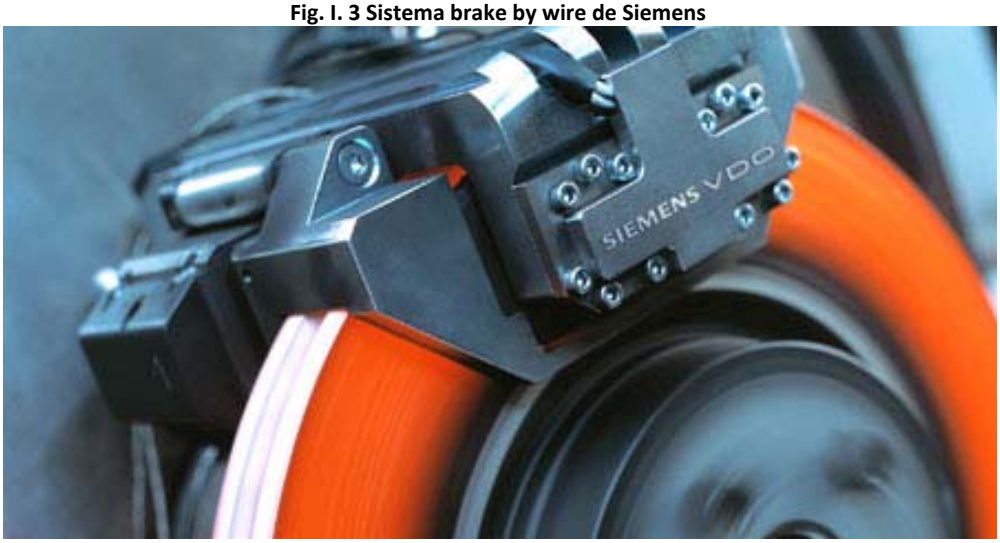
Fig. I. 1 Vehículo híbrido de Volvo con aplicación de motor en la rueda.

Las especificaciones que puede alcanzar un motor eléctrico para aplicación *direct drive* se pone en evidencia con el motor CM 6000 - 1 de *allied motion* [**I.5**], que se muestra en la figura I.2, el cual cuenta con 27.6 Nm de par continuo, 234 Nm de par máximo, velocidad máxima de 2500 RPM, peso de 25.6 kg, 160 mm de diámetro y 185 mm de ancho.

Fig. I. 2 Motor de alto par (Allied Motion)

Esta combinación de tecnologías también se pone de manifiesto en los sistemas principales de los vehículos, desde el sistema **ABS** (*anti – lock braking system*) para hacer un frenado más eficiente y seguro hasta los sistemas *brake by wire*, en la imagen se ilustra el sistema *electronic wedge brake* de siemens **[I.6]** en el que se mejora el tiempo de respuesta del caliper a 100 ms en comparación de un sistema hidráulico normal que tiene un tiempo de respuesta de 170 ms.

Fig. I. 3 Sistema brake by wire de Siemens



ESTRUCTURA DE LA TESIS

Previo al primer capítulo se definen la necesidad, los requerimientos, los objetivos y la metodología a desarrollar en el diseño

En el capítulo 1 en los antecedentes se señalan dos casos de vehículos eléctricos de inicio del siglo pasado en los que se hicieron vehículos eléctricos y no sólo conversiones de carruaje por lo que se tuvieron dos diseños innovadores trascendentes para cualquier época. En este capítulo se señala el estado del técnica mencionándose las configuraciones existentes para el tren motriz de los vehículos eléctricos y un estudio de mercado donde se muestran vehículos eléctricos de baja velocidad (*Neighborhood electric vehicle* **NEV**).

En el capítulo 2 se realiza un análisis dinámico para poder conocer las características cinemáticas que debe tener el sistema de tracción para cumplir con los requerimientos, también se analizan las características eléctricas.

Se propone una solución a desarrollar con la información obtenida de los antecedentes y el análisis dinámico para el capítulo 3.

El capítulo 4 trata del concepto del vehículo y se dan configuraciones posibles como soluciones probables para el problema de diseño, se evalúa la mejor y se presenta la composición de solución

En el capítulo 5 se muestra el diseño de detalle con la que proponiendo y analizando geometrías en combinación de materiales de forma iterativa se obtiene el diseño de los componentes que serán fabricados.

En el capítulo 6 se muestran los resultados, la evaluación del diseño y las pruebas a realizar para obtener las especificaciones finales del prototipo de sistema de tracción.

Al final se presentan conclusiones y el trabajo a futuro.

Objetivos

1.1 Necesidad

Lograr la propulsión de un vehículo eléctrico de bajo peso con tres ruedas para uso en sector turístico que alcance velocidad crucero de 40 km/h y una velocidad máxima de 60 km/h y con capacidad de 4 plazas

1.2 Objetivo general

Profundizar en el conocimiento de los sistemas de tracción para vehículos eléctricos mediante el diseñar el sistema motriz para un vehículo eléctrico de baja velocidad de cuatro ocupantes para uso turístico

1.3 Objetivos particulares

- Proponer una nueva configuración de sistema de tren motriz para vehículo eléctrico y no solamente basarse en una conversión de vehículo de motor de combustión interna a vehículo eléctrico
- Construir un prototipo
- Evaluar el prototipo

1.4 Justificación

Dada la situación de vida en las ciudades modernas y dadas las características de los ciclos de manejo en las mismas, hacen atractivo el uso de vehículo eléctricos ligeros de baja velocidad [2] como transporte secundario; anteriormente por lo general para tener un vehículo eléctrico simplemente se realizaba conversiones de vehículo con motor de combustión interna a vehículo eléctrico, la tendencia ahora es diseñar los vehículos eléctricos, por lo que se hace necesario el diseño de los sistemas que lo componen. El diseño del sistema de tracción debe cumplir con los requerimientos del cliente.

1.5 Requerimientos

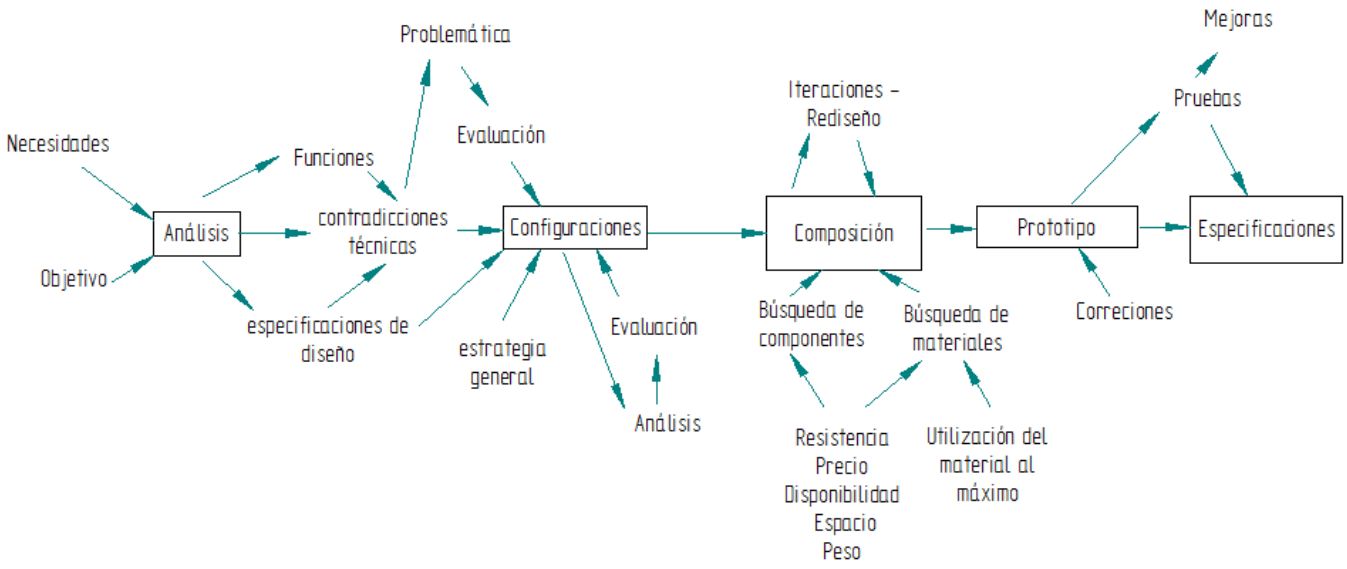
Por parte del cliente se pidió que el vehículo eléctrico fuera de tres ruedas, para cuatro personas, para uso turístico y de bajo costo, que alcanzará una velocidad crucero de 40 km/h y una velocidad máxima 60 km/h, de este modo para el diseño del sistema motriz se tiene los siguientes requerimientos:

- Tiene que competir a la velocidad promedio de los vehículos en la ciudad
- Periodos largos de trabajo
- Fácil mantenimiento
- Contemplación de refacciones
- Cortos tiempos de manufactura
- Bajos Costos
- Corto tiempo de ensamble
- Alta protección contra la intemperie (ambiente corrosivo)

1.6 Metodología

Dados los requerimientos se realizó un análisis de dinámico del vehículo para encontrar las especificaciones de diseño y las contradicciones técnicas con lo que se obtuvo la problemática, se realizó una investigación para obtener las especificaciones de vehículos comerciales que cumplieran con los requerimientos y se buscaron tecnologías útiles para el vehículo eléctrico; se dieron propuestas de configuración para resolver el problema, se simularon y evaluaron, las mejores configuraciones se llevaron al estado de composición para ser evaluadas más a fondo (número de piezas, tamaño, peso, seguridad, disponibilidad y el costo de las partes).Una vez teniendo la propuesta mejor evaluada se realizó el diseño de detalle que consistió en análisis de resistencia de materiales, investigación y selección de componentes comerciales. Para el diseño de las partes no comerciales se tomo en cuenta la presentación del material y su costo para aprovecharlo al máximo, así como la manufactura necesaria y de este modo poder reducir los costos de fabricación. En cuanto al mantenimiento se tomo en cuenta que elemento debía de ser de fácil reemplazo, así mismo se tomo en cuenta los componentes se ensamblen en el mismo sentido para hacer más fácil el mantenimiento.

Fig. 1. 1 Metodología de diseño



1.7 Filosofía de diseño

Se utiliza la filosofía de diseño para poder apoyar a la metodología con directrices que nos apoyen en la forma de realizar las etapas conceptuales y de detalle del diseño y a evaluar o modificar en su caso a un subsistema

- Funciones separadas. Se debe tener una función específica por cada subconjunto de elementos, El hacerlo de este modo puede ser crítico porque en el caso del sistema de frenado debe de ir completamente separado del sistema de tracción porque si se llega a perder la tracción en una llanta no se debe perder el poder frenar.

- Flexibilidad. Dentro del conjunto de elementos se busca la menor dependencia de un elemento dado, es decir, si se reemplaza un conjunto no afecte a los conjuntos adyacentes. Se busca tener la flexibilidad de cambiar un rodamiento por el costo, poder cambiar la tracción de poleas a una tracción por cadena, o poder cambiar la posición del motor.

- Familia de soluciones. Consiste en tener una base de datos de los posibles componentes a utilizar, por ejemplo: se pueden realizar tener una lista de distintos rodamientos considerando precio y disponibilidad.

Capítulo 1. Antecedentes

Lohner – Porsche, 1899. Autoshow 2007 Los Angeles

1.1 Configuraciones innovadoras

En esta sección se mencionan algunos inventos que dieron el inicio al vehículo híbrido, y no sólo es esta característica por la cual se mencionan, sino por la configuración innovadora del tren motriz.

El Dr. Ferdinand Porsche propuso una configuración con dos ruedas motrices frontales que su vehículo Lohner-Porsche, cada una con un motor eléctrico colocado en la rueda y moviendo a esta. El vehículo fue presentado en la Feria Internacional de París en 1900 **[1.1]**.

Fig. 1. 4 Lohner-Porsche (1899) [1]

Fig. 1. 5 Rueda motriz del Lohner - porsche (1899) [2]

Porsche, al enfrentarse a la problemática de la baja autonomía, hizo un vehículo híbrido, "Lohner – Porshe Semper Vivus" **[1.2]** figura 2.3, colocando dos motores de combustión interna (ICM *Internal combustion motor*) de cilindro sencillo emparejados con dos generadores eléctricos que suministraban energía a los motores eléctricos en las ruedas frontales, la potencia de cada uno de los

[1]Museo Técnico de Viena, Austria
[2]Museo Porsche en Stuttgart, Alemania

motores eléctricos es de 2.7 hp (2 kW), podía llegar a una velocidad de 35 km/h y con una autonomía de 200 km; en la figura 2.4 se tiene la versión de 4 ruedas motrices (AWD *all wheel drive*).

Fig. 1. 6 Lohner - Porsche Semper Vivus (izq. Vehículo original, der. Replica presentada en Geneva motor show 2011)

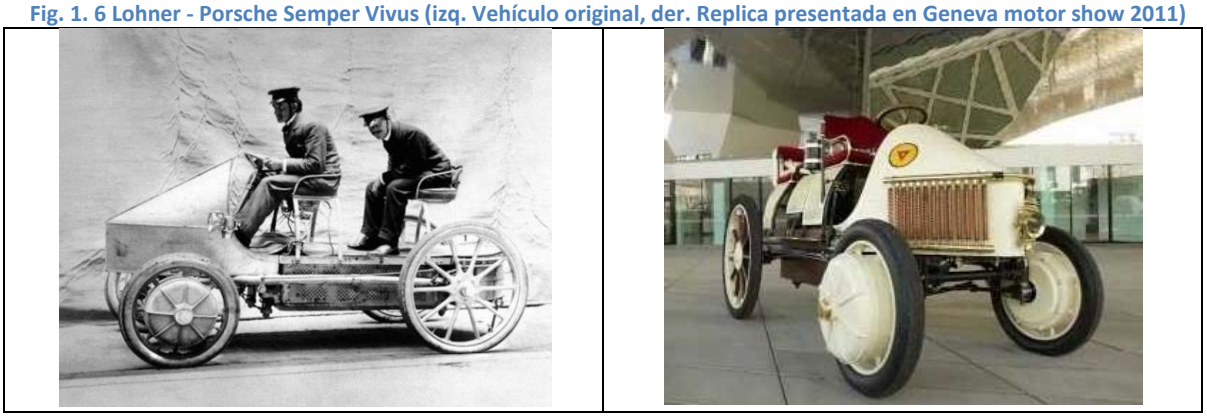


Fig. 1. 7 Lohner - Porsche Semper vivus versión AWD

Posteriormente, Porsche mejoraría su diseño con el "Lohner – Porsche Mixte", figura 2.5 con un tren motriz de 2 motores eléctricos montados en la rueda, un generador y un motor eléctrico

Fig. 1. 8 Lohner – Porsche Mixte

Por su parte, Krieger diseñó un vehículo con dos ruedas frontales en las que cada una contaba con un motor que mediante engranes movía a la rueda, el motor dentro del semieje giraba cuando se movía el sistema de dirección o cuando funcionaba el sistema de suspensión **[1.3]**.

Fig. 1. 9 Krieger automobile, 1901

Krieger diseñó un vehículo eléctrico usando dos “máquinas electrolette”. Este sistema consistía en un motor a gasolina, un generador y dos motores eléctricos. La energía desarrollada por el motor a gasolina era entregada a las ruedas motrices de manera eléctrica, no mecánica. Las ruedas frontales contaban con un engrane recto, y cada una era movida de forma independiente por un motor eléctrico. Los motores representaban únicamente 96.8 kg de un total de 748 kg del vehículo.

1.2 Configuraciones del tren motriz de los vehículos eléctricos

De acuerdo a la orientación/posición del motor, la configuración puede ser con el motor montado transversalmente, longitudinalmente, independientemente o en la rueda (*in wheel motor*) **[1.4]**, el uso de las dos últimas configuraciones es la tendencia en los vehículos eléctricos de acuerdo al espacio, al peso y a que la interacción con los elementos de potencia, control y navegación lo hacen posible, a continuación se describe cada una de las configuraciones:

- Motor montado longitudinalmente, se utiliza en **ICEV** convertidos a **EV** y en el caso más simple se sustituye el motor de combustión interna por una motor eléctrico conservando como elementos principales el embrague (*clutch*), la caja de velocidades y diferencial. La habilidad de los motores eléctricos de comenzar desde velocidad cero y operar eficientemente sobre todo el rango de velocidades hace posible eliminar el embrague y la caja de velocidades por un reductor de velocidad fijo, en cuanto a la posición del vehículo el motor puede estar en la parte frontal o en la parte posterior.

  Del lado izquierdo de la figura 1.8 se muestra un esquema del sistema de tracción longitudinal para un **ICEV** y sus dos posibles conversiones a **EV**, en la figura 1.7 se tiene la

simbología, del lado derecho de la figura 1.8 se tiene un vehículo convertido y que tiene el sistema de tracción colocado en la parte posterior, de forma longitudinal y que proporciona tracción a las ruedas traseras (**RWD** *rear wheel drive*).

Fig. 1. 10 Simbología para las configuraciones

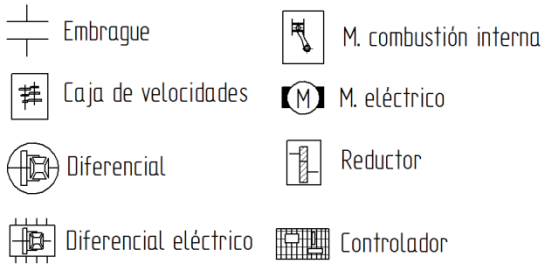
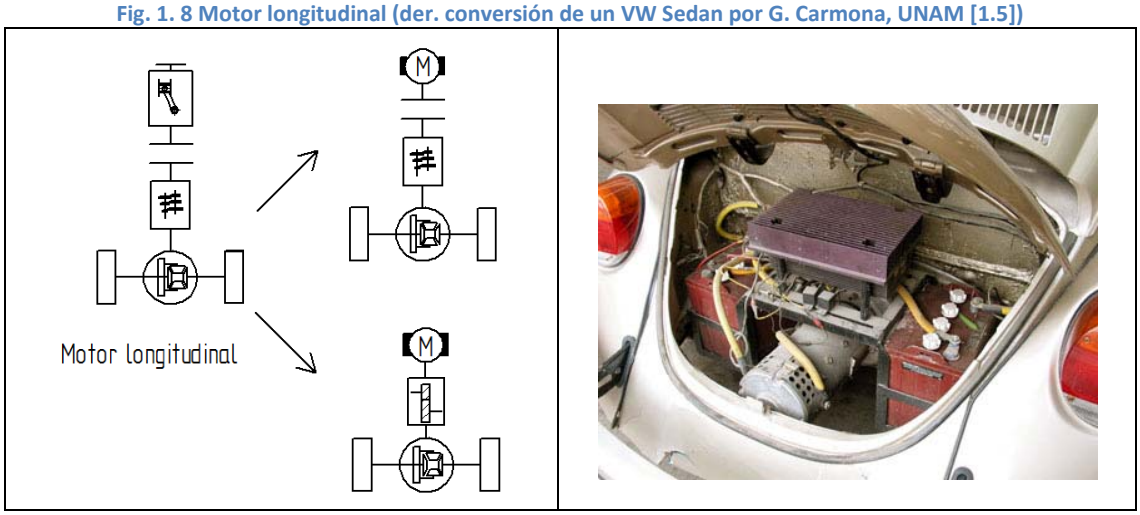


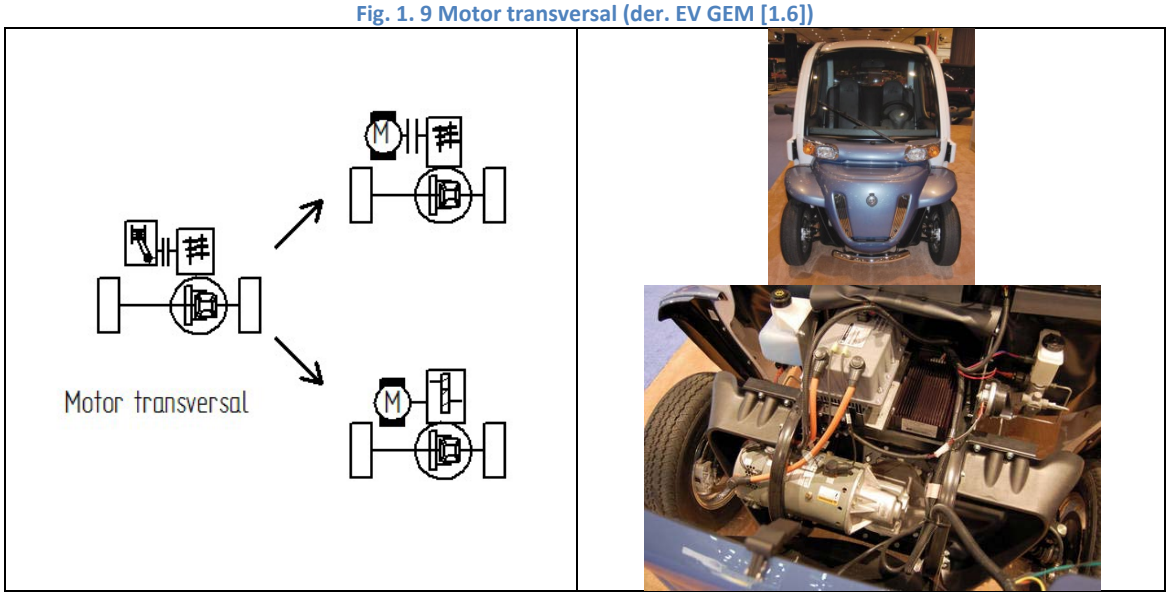
Fig. 1. 8 Motor longitudinal (der. conversión de un VW Sedan por G. Carmona, UNAM [1.5])



- Motor montado transversalmente, es una configuración más compacta a la anterior y es usado cuando la tracción del vehículo es delantera (**FWD** *front wheel drive*), se puede utilizan esta configuración en conversiones de **ICEV** a **EV** conservando el embrague y la caja de velocidades o sustituyendo el conjunto por un reductor con índice de reducción fijo.

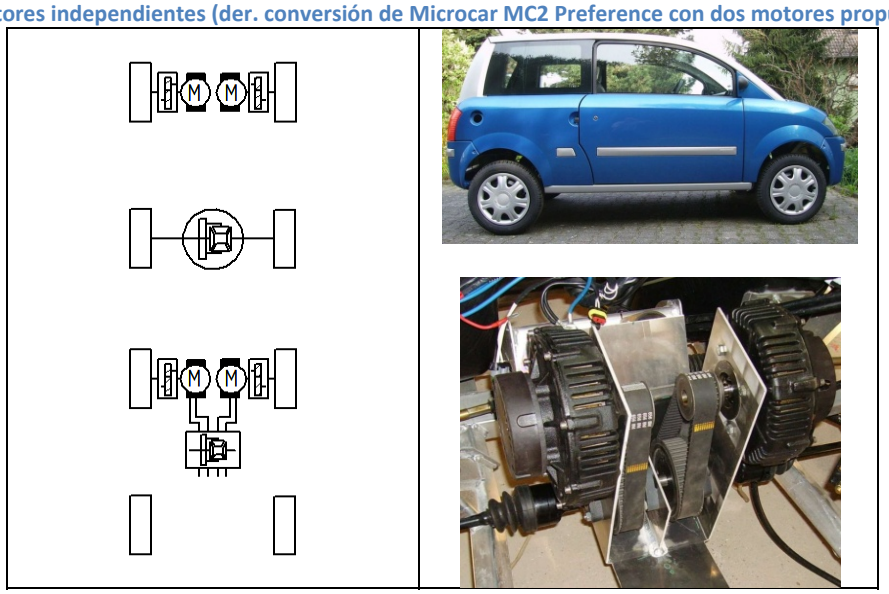
  En el lado izquierdo de la figura 1.9 se tiene el esquema de la configuración transversal usada en un **ICEV** y sus las adaptaciones posibles a **EV**, del lado derecho de la figura 1.9 se tiene un vehículo eléctrico de *Global Electric Motorcars* con una configuración transversal.

Fig. 1. 9 Motor transversal (der. EV GEM [1.6])



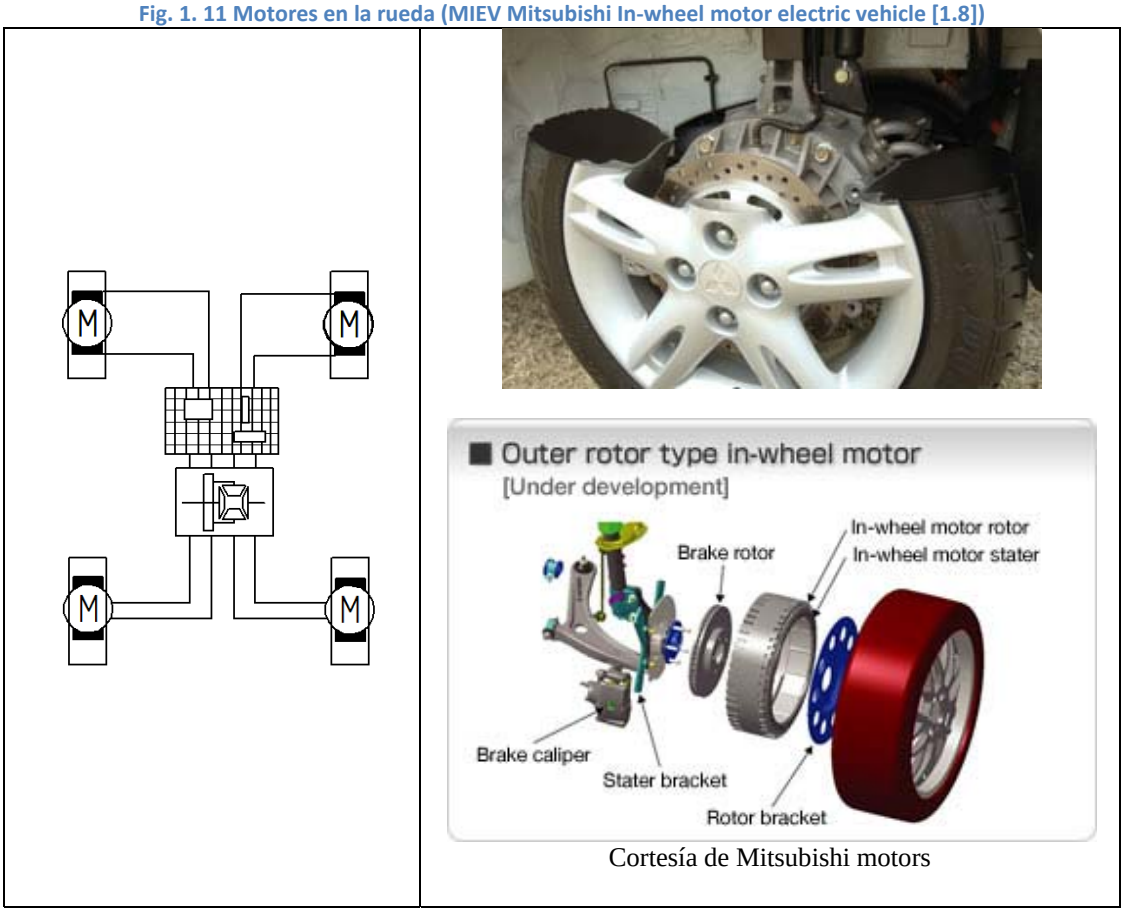
- Motores independientes, usados para cada rueda que se quiera hacer motriz, esta configuración puede tener un diferencial mecánico o un diferencial eléctrico que consiste en un controlador que dependiendo el ángulo del volante y la velocidad que lleva el vehículo realice la acción de “diferenciar” la velocidad de la rueda interna y externa en el radio de giro, se muestra en el lado izquierdo de la figura 1.10 las configuraciones con motores independientes ya sea con diferencial del tipo mecánico o eléctrico.
- En un arreglo, los motores montados al chasis pueden ser conectados a las ruedas a través de dos semiejes cortos (lado derecho Figura 1.10). Al tenerse una configuración más compacta y más ligera se reduce en gran medida el peso del vehículo y se deja más espacio para las baterías.

Fig. 1. 10 Motores independientes (der. conversión de Microcar MC2 Preference con dos motores propulsores [1.7])



- Motor en la rueda, los motores son montados en los semiejes con la flecha motriz del motor siendo parte del semieje mostrado en la izquierda de la figura 1.11. El semieje se conecta a las ruedas por un lado y el chasis a través de un pivote por el otro lado. El montaje de motores en la rueda es otro arreglo posible en los vehículos eléctricos. La dificultad en este caso es la masa no amortiguada del vehículo que se incrementa debido a que los motores están dentro de la rueda, haciendo el control de la tracción más complejo y existiendo el riesgo de fallas por los baches del camino. Los motores dentro de la rueda (*in wheel motors*) deben tener una alta relación de potencia con respecto al peso y volumen, el uso de un reductor de velocidad es deseable pero aumenta aún más la restricción del espacio. El costo de un motor de alta potencia y alto par es el principal impedimento de usan *in wheel motors* en los vehículos eléctricos. Otro problema es el calentamiento debido al frenado aumentado por la poca capacidad de enfriamiento en un espacio restringido.

Fig. 1. 11 Motores en la rueda (MIEV Mitsubishi In-wheel motor electric vehicle [1.8])



Cortesía de Mitsubishi motors

Las compañías automotrices que siempre han hecho vehículos a gasolina y que ahora comienzan a desarrollar vehículos híbridos o de celdas de combustible como Honda, Ford, GM, Mitsubishi y Volvo están desarrollando actualmente este tipo de tecnología, otras compañías como Tesla que ha desarrollado el *lightning* un vehículo superdeportivo de 700 hp capaz de desarrollar 100 km/h en 4 segundos utilizando este tipo de tecnología, e

inclusive compañías como Michelin y Siemens han buscado incluir los sistemas de dirección y sistema de freno en este tipo de configuración.

1.3 Investigación de vehículos eléctricos existentes

Se realizó una búsqueda de vehículos eléctricos de baja velocidad y 4 pasajeros disponibles en el mercado, se muestra el resumen de la búsqueda en la tabla 1.1.

Tabla 1. 1 Bechmarking

	Especificaciones
	XEBRA - ZAPCAR [1.9] • Vel. máx.: 65 km/h • Autonomía:40 km • Peso máx.: 1272.3 kg • Potencia: 5kW • Voltaje: 72 V
	FT EV - TOYOTA [1.10] • Vel. máx.: 110 km/h • Autonomía: 80 km • Potencia: 45kW • Par: 160 Nm • RPM: 2690 rpm
	CARRIER 4E - EVI [1.11] • Vel. máxima: 30 km/h • Autonomía: 70 km • Potencia: 3.8kW • RPM: 2700 rpm • Voltaje: 48 VDC
	REVAi [1.12] • Vel. máx.: 80 km/h • Peso: 700 kg • Potencia pico: 13kW • Par: 52 Nm • RPM: 8000 rpm
	BLUE CAR [1.13] • Vel. Máx.: 130 km/h • Aceleración de 0 a 60 km/h en 6.3 s • Potencia :50 kW

	GOLF CAR (T400A) [1.14] • Vel. máxima: 26 km/h • Autonomía: 60 km • Cap. de carga: 362 kg • Potencia: 3KW DC • Voltaje: 48VDC
	KASAM [1.15] • Autonomía: 100 km • Vel. Máx.: 60 km/h • Cap. de carga: 320 kg • Potencia motor: 5 kW
	THINK [1.16] • Velocidad: 100 km/h • Ac. 0-80km/h: 16.0 s • Peso total: 1397 kg • Cap. de carga: 284 kg • Potencia pico: 30kW
	ALSO [1.17] • Autonomía:80 km • Vel. máx.:40 km/h • Peso máx. car: 950 kg • Potencia: 5 kw • Voltaje: 48 V
	MEGA CITY [1.18] • Vel. máx.: 65 Km/h • Autonomía: 60-80 Km • Pendiente máx.: 20% • Carga máx.: 355 kg • Potencia motor: 13kW
	ZILENT DREAM [1.19] • Peso:900 Kg • Vel. máx.: 60 km/h • Autonomía: 120 km • Potencia: 4 kW • Voltaje motor: 120V

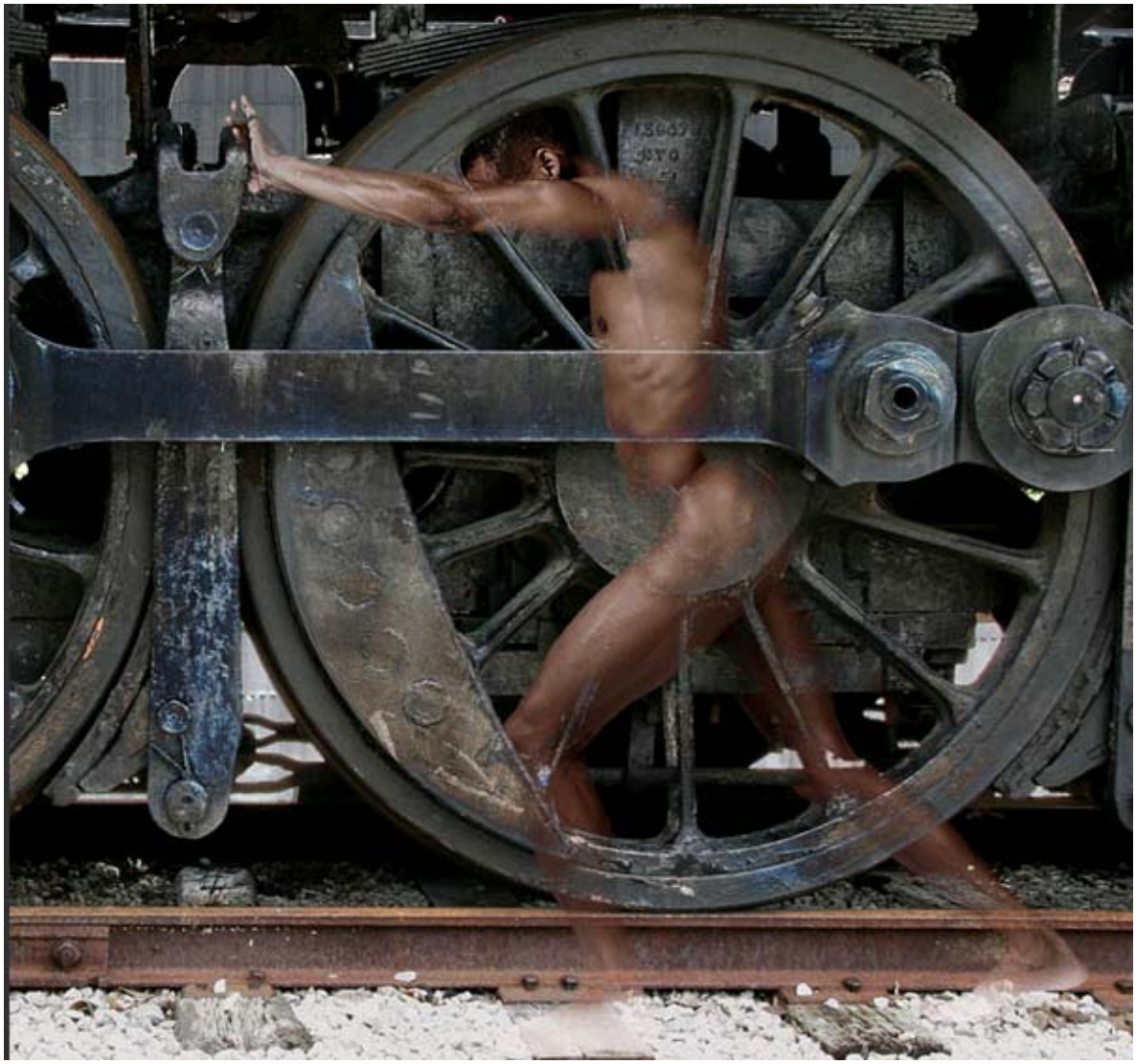
Tabla 2. 2 Benchmarking (continuación)

	CROSS RIDER [1.20] • Vel. máx.: 45 km/h • Autonomía: 100 Km • Potencia: 4 kW • Voltaje: 48 V • RPM: 2800 rpm
	MELEX [1.21] • Vel. máxima: 30 km/h • Potencia: 2.5 Kw • RPM: 3200 • Voltaje: 48 VDC
	***COCHE DE CALLE SMART* [1.22]** • Vel. máxima.: 55km/h • Peso s/pasaje: 940kg • Autonomía: 130km • Potencia: 3 kW • Voltaje: 48 V
	***COCHE ELECTRICO 4 PLAZAS* [1.23]** • Vel. máx.: 55 km/h • Peso neto: 940 kg • Autonomía: 130 km • Potencia: 3 kW • Voltaje: 48Vdc
	***SOTOGRANDE* [1.24]** • Vel. máx: 30 Km/h • Autonomía: 80 Km • Cap. de carga: 360 Kg • Peso neto: 680Kg • Potencia. 4KW • Voltaje: 48 V
	COCHE ELECTRICO [1.25] • Vel. máx.: 45 km/h • Autonomía: 85 Km • Acel.: 0-35 km/h: 11 s • Potencia: 5 kW • Voltaje: 48 Vdc

El resultado de la investigación muestra que de acuerdo a la potencia y la velocidad que pueden alcanzar los vehículos eléctricos se tienen 3 tipos de vehículos: Con potencia de hasta 5 kw alcanzan una velocidad máxima de 45 km/h (carro de golf), con hasta 13 kW alcanzan velocidades de 80 km/h (vehículo utilitario ligero y de baja velocidad) y con 50 kW pueden alcanzar velocidad de 130 km/h (vehículo deportivo).

De acuerdo a los requerimientos y de esta investigación de mercado se puede señalar que el vehículo a diseñar tendrá una potencia entre 5 y 13 kW, en el siguiente capítulo de forma analítica se obtendrá la potencia necesaria para cumplir con los requerimientos.

Capítulo 2. Análisis Dinámico del vehículo



Tractive effort – Jim Sabo, www.jimbobonline.com

Al final de este capítulo se tendrá las especificaciones de diseño más importantes que tiene que tener el sistema de tracción para cumplir con los requerimientos del vehículo.

Mediante un análisis dinámico se obtendrá la potencia requerida para alcanzar el requerimiento de 40 km/h en velocidad crucero y 60 km/h en la velocidad máxima, así mismo se obtendrá los rangos de par y velocidad que deben tener las ruedas motrices en función del radio de la rueda

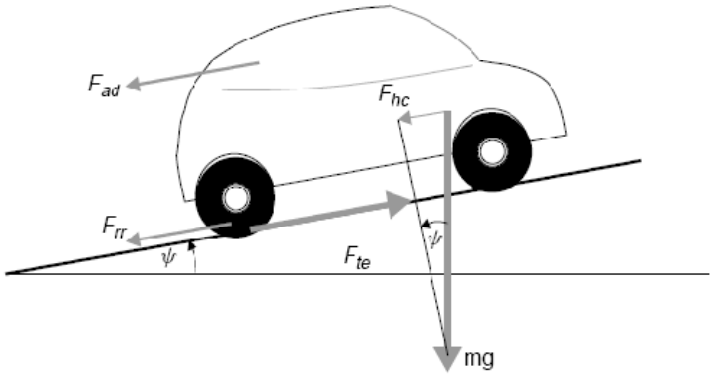
En la última parte se definirá los valores de voltaje y corriente, así como el peso y volumen del sistema de tracción eléctrico

1.8 **Fuerza propulsora**

Mediante un análisis dinámico se encuentra la fuerza propulsora F_{te}, la fuerza propulsora es la fuerza requerida para llevar a un vehículo de masa m a ciertas características cinemáticas en un cierto escenario. En el escenario más complejo la fuerza propulsora debe ser capaz de superar los efectos de la resistencia a la rodadura, el arrastre aerodinámico, la fuerza de ascenso, la fuerza necesaria para llevar al vehículo a una velocidad determinada.

La figura 3.1 muestra el diagrama de cuerpo libre para un vehículo que se mueve a velocidad constante en una rampa

Fig. 2. 1 Diagrama de cuerpo libre para un vehículo en una pendiente [2.1]



Donde:

$$F_{aa}: Fuerza\ de\ arrastre\ aerodinámico[N]$$

$$F_{rr}: Fuerza\ de\ resistencia\ a\ la\ rodadura[N]$$

$$F_{hc}: Fuerza\ de\ ascenso\ [N]$$

$$m: masa[kg]$$

$$\psi: ángulo\ de\ ascenso\ [°]$$

En el caso más completo la fuerza propulsora de un vehículo que debe acelerar en una pendiente es:

$$F_{te} = F_{rr} + F_{ad} + F_{hc} + F_{la} \ldots\ldots \textbf{(Ec. 2.1)}$$

$$F_{la}: Fuerza\ de\ aceleración\ [N]$$

Cada una de las fuerzas se calcula como sigue:

- **Fuerza de resistencia a la rodadura:** Fuerza debido a la fricción con el camino y las pérdidas mecánicas,

$$F_{rr} = \mu_{rr} mg \ldots\ldots \textbf{(Ec. 2.2)}$$

$$m: masa$$

$$\mu_{rr}: Coeficiente\ de\ resistencia\ a\ la\ rodadura$$

- **Fuerza de Arrastre aerodinámico**. Fuerza debido a la interacción de la parte frontal del vehículo en movimiento y el aire

$$F_{ad} = \frac{1}{2} \rho A C_d v^2 \ldots\ldots \textbf{(Ec. 2.3)}$$

$$A: área\ frontal\ [m^2]$$

$$v: velocidad\ \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$\rho: densidad\ \left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

$$C_d: coeficiente\ de\ arrastre$$

- **Fuerza de ascenso:** Es la fuerza necesaria para romper la fuerza de gravedad cuando el vehículo pase por un camino a una pendiente dada

$$F_{hc} = mgsen\psi \ldots\ldots \textbf{(Ec. 2.4)}$$

- **Fuerza de aceleración**: Es la fuerza que se aplica para que exista un cambio de velocidad.

$$F_{la} = ma \ldots\ldots \textbf{(Ec. 2.5)}$$

$$a: aceleración\ \left[\frac{m}{s^2}\right]$$

Se introducen las especificaciones para el vehículo en las ecuaciones anteriores para poder obtener la fuerza de propulsión y proponiendo el diámetro de la rueda se puede conocer el par requerido en la rueda y la velocidad a la que gira la rueda. Con el par requerido y la velocidad angular de la rueda se obtiene la potencia requerida en las ruedas.

$$Pot_{req} = T_{req}\omega \text{…..} \textbf{(Ec. 2.7)}$$
$$Pot_{req}: Potencia\ requerida\ [W]$$

Donde

$$T_{req} = Fr$$
$$\omega = \frac{v}{r}$$

Tabla 2. 1 Especificaciones para el vehículo

Datos	Valor	Unidad	Equivalencia	Unidad
Masa	570	kg	4 pasajeros + 250 kg vehículo	
Velocidad crucero	40	km/h		
Velocidad máxima	60	km/h	16,67	m/s
Velocidad en pendiente	30	km/h	8,33	m/s
Tiempo de aceleración	18	s		
Aceleración Máxima	----	-----	1,67	m/s2
Pendiente	10	grados	0,174	rad
Gravedad	10	m/s2		
Factor de seguridad	1.2			
Coeficiente de resistencia a la rodadura	0,015			
Densidad del aire	1,25	kg/m3		
Coeficiente de arrastre	0,7			
Área frontal	1,2	m2		

Se tienen 3 condiciones de operación como requerimiento, velocidad nominal, velocidad máxima y velocidad en ascenso; con base en estas 3 condiciones y dado que no se tiene definido el tamaño de la rueda, se realizan cálculos y gráficas para conocer rangos de valores que nos permitan conocer mejor el problema.

A continuación se muestran gráficas para la velocidad crucero requerida de 40 km/h en un terreno plano, de los cálculos se obteniene que independientemente del tamaño de la rueda la potencia necesaria es de 6.07 kW (8.14 HP). En la figura 3.2 se observa que el par requerido decrece cuando el diámetro de la rueda decrece, en la figura 3.3 se observa que la velocidad requerida del motor es mayor a medida que decrece el diámetro de la rueda

Fig. 2.2 Par necesario para alcanzar una velocidad crucero de 40 km/h con pendiente de 0° en función del tamaño de la rueda

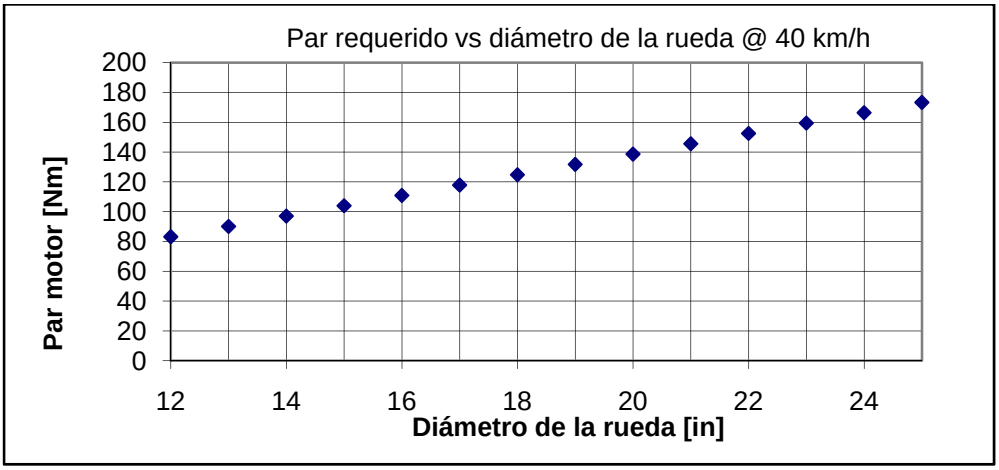
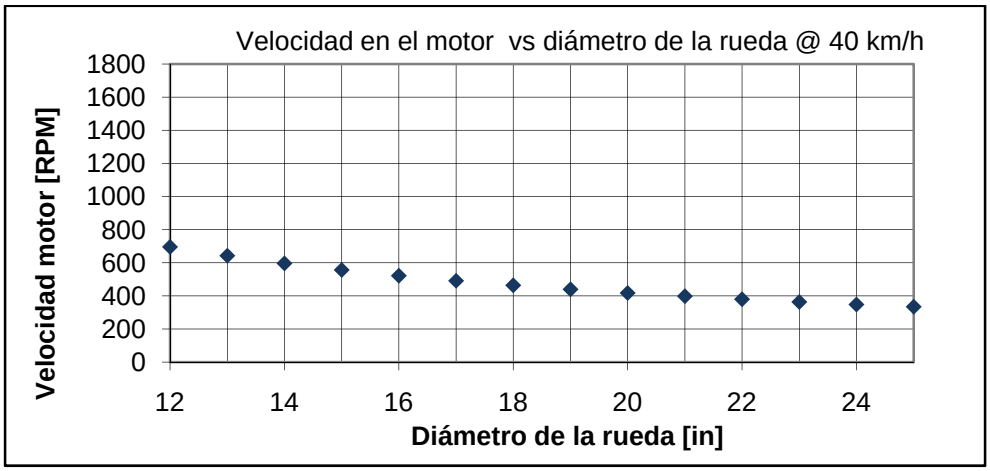


Fig. 2.3 Velocidad del motor en función del diámetro de la rueda cuando el vehículo alcanza una velocidad de 40 km/h



En la siguiente página se muestran gráficas para la velocidad máxima requerida de 60 km/h en terreno plano , la potencia necesaria es de 12.79 kW (17.15 HP)

Fig. 2.4 Par necesario para alcanzar una velocidad máxima de 60 km/h con pendiente de 0° en función del tamaño de la rueda

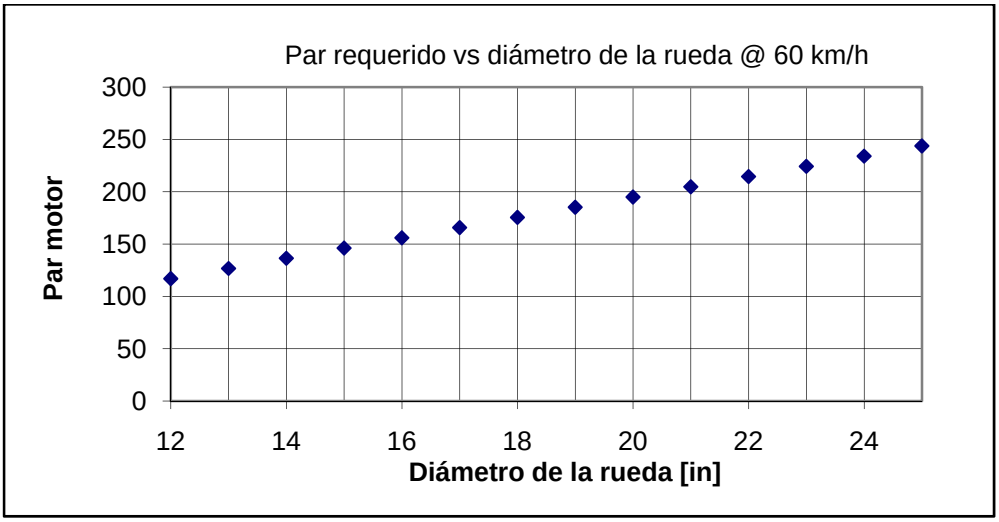
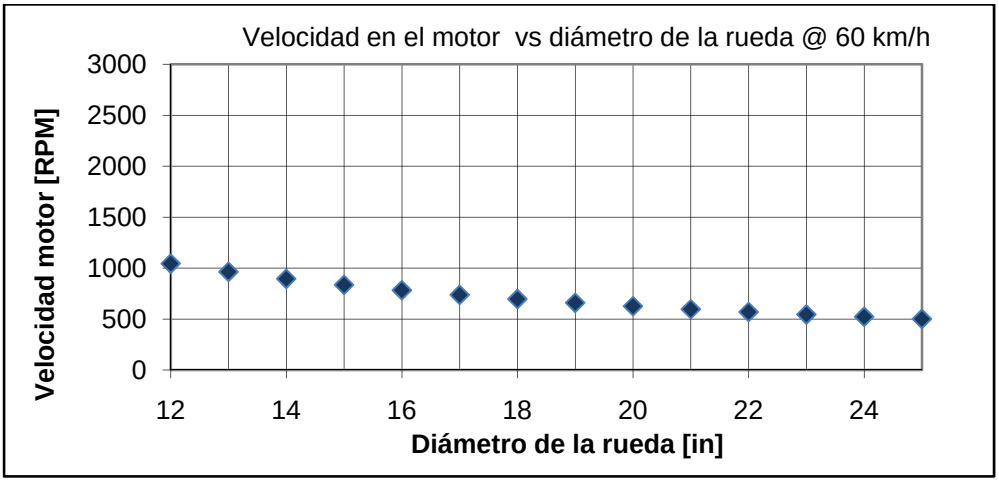


Fig. 2.5 Velocidad del motor en función del diámetro de la rueda cuando el vehículo alcanza una velocidad de 60 km/h



Se muestran gráficas para la velocidad máxima requerida de 30 km/h en una pendiente de 10º , la potencia necesaria es de 13.52 kW (18.13 HP)

Fig. 2.6 Par necesario para alcanzar una velocidad crucero de 30 km/h con pendiente de 10° en función del tamaño de la rueda

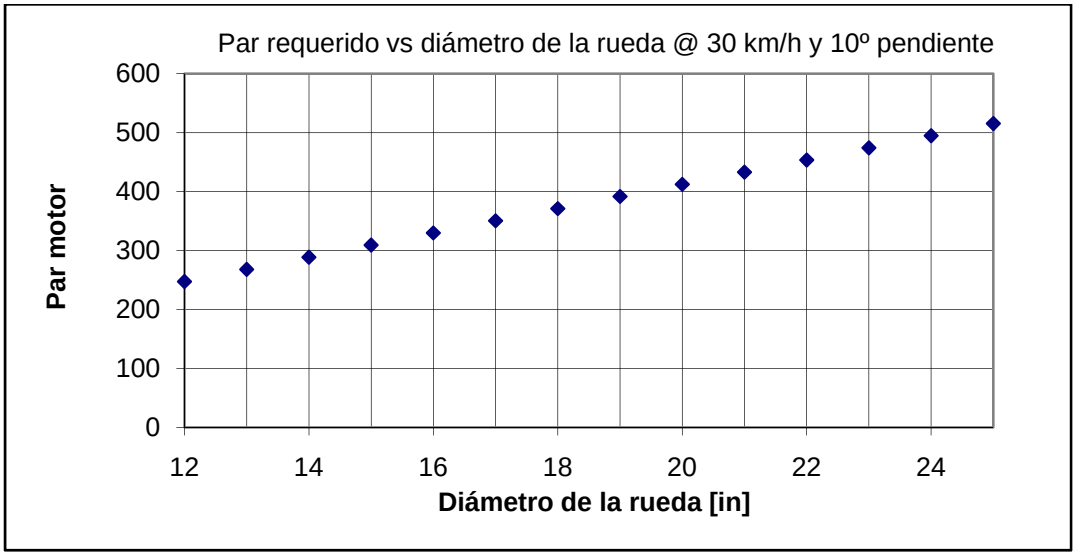
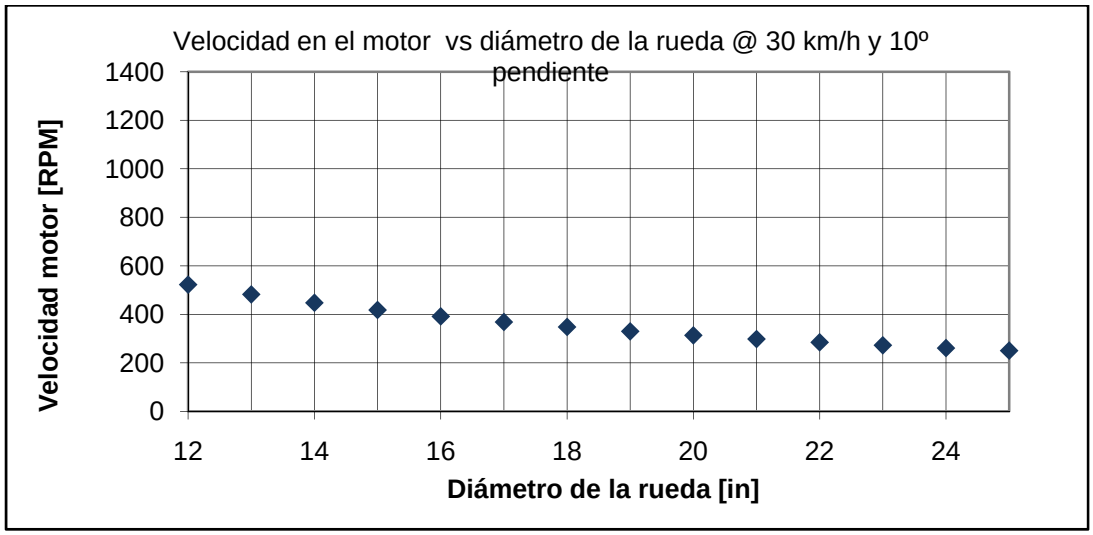


Fig. 2.7 Velocidad del motor en función del diámetro de la rueda cuando el vehículo alcanza una velocidad de 30 km/h



Resumiendo, la tabla 3.2 muestra los valores que se tienen para potencia, par y velocidad necesarios para alcanzar las tres condiciones de operación, las rangos de valores nos permitirán definir la problemática ya que en el escenario más crítico se necesita una potencia de 13.52 kW (18.13 HP], un par de 520 Nm y 275 RPM de nuestra fuente motriz, de este modo se podrá evaluar mejor las propuestas de solución que se realicen posteriormente

Tabla 2. 2 Tabla resumen

	Potencia kW [HP]	Rango de par cuando se tiene un rango de 12 – 25 in de diámetro de la rueda	Rango de velocidad en la fuente motriz cuando se tiene un rango de 12 – 25 in de diámetro de la rueda
Velocidad crucero 40 km/h	6.07 [8.14]	80 – 180 Nm	700 - 350 RPM
Velocidad máxima	12.79 [17.15]	120 a 240 Nm	500 – 100 RPM
Ascenso 30 km/h y 10° pendiente	13.52 [18.13]	250 a 520 Nm	550 – 275 RPM

1.9 **Características eléctricas**

En cuanto a la diferencia de potencial el vehículo tendrá un arreglo en serie de baterías de 12 volts, si nuestra potencia requerida es de 13.52 kW y se sabe que la corriente necesaria I_{req} para alcanzar la potencia requerida cuando se tiene una diferencia de potencial es:

$$I_{req} = \frac{Pot_{req}}{V} \text{.....} \textbf{(Ec. 2.8)}$$

En la tabla 2.3 se tiene la corriente necesaria para un arreglo de 2 baterías hasta un arreglo de 7 baterías, como se puede ver el un arreglo con mayor número de baterías exige un menor consumo de corriente a costo de utilizar 8 baterías.

Tabla 2. 3 Diferencia de potencial y corriente necesaria para 13.52 kW

Diferencia de potencial [V]	Corriente [A]
24	563
36	376
48	282
60	225
72	188
96	150

1.10 **Peso y volumen**

El peso estará principalmente restringido por el peso del motor, se toma como referencia el motor eléctrico CM 6000 de Allied Motion [**I.4**] mostrado en la figura I.2 que tiene un peso de 25.6 kg, en cuanto al volumen se busca que el mayor número de componentes ocupen el espacio de un conjunto de semieje convencional para vehículo utilitario

1.11 Contradicciones técnicas y problema de diseño

- Peso – par: Es evidente que al tenerse componentes mecánicos de mayor peso, el vehículo necesitará mayor par para moverlos, lo que requerirá de componentes más resistentes de mayor peso.

- Diámetro de la rueda, velocidad y par: Las conclusiones del análisis dinámico hicieron notar que a mayor diámetro de la rueda se necesitaría menos velocidad en el motor y que a mayor diámetro de la rueda se necesitaría más torque del motor.

- Diferencia de potencial – peso: Entre mayor sea la diferencia de potencial será menor el consumo de corriente para la potencia requerida, sin embargo, una mayor diferencia de potencial se consigue con un mayor número de baterías que implica mayor peso.

El problema de diseño consiste en que el sistema de tracción proporcione el par necesario y que tenga el menor espacio y menor peso posible, seleccionando la fuente motriz más adecuada a las características de operación, requerimientos y limitantes de un vehículo eléctrico.

Capítulo 3. Solución a desarrollar

TREXA, ELECTRIC DRIVE VEHICLE PLATAFORM www.trexa.com, 2011

En este capítulo se propone una solución ideal para el sistema de tracción eléctrico que se basa en la utilización de una fuente motriz embebida en la rueda con el fin de reducir peso, volumen, y mejorar las características de eficiencia debido a una transmisión directa del movimiento, para obtener la factibilidad se investigo en las tecnologías para motores de alto par, así como en las bases de datos de las patentes y en los *in Wheel motors* existentes en el mercado.

1.12 Propuesta de solución general

A continuación se presentan los puntos que constituyen la propuesta de solución global para todo el vehículo que más adelante marcarán las líneas a seguir para crear las propuestas de composición para el sistema de tracción.

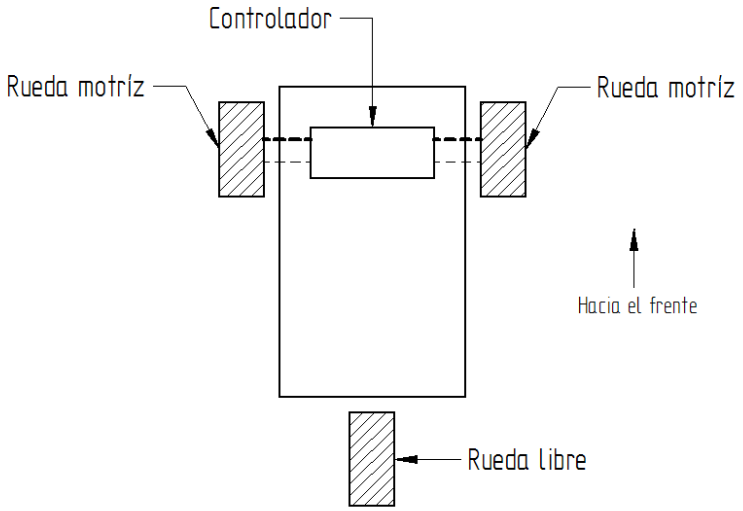
1) Se proponen dos ruedas frontales y una rueda trasera como una configuración probada para mejorar la estabilidad, en la figura 3.1 se muestran las posiciones de las ruedas en el vehículo.

2) Se propone que las dos ruedas frontales proporcionen la tracción (**FWD**) de forma independiente.

3) La navegación se logrará mediante un control que hará la diferenciación "eléctrica" de velocidad en las fuentes motrices.

4) Se buscará hacer uso de una configuración por conducción directa (in *wheel-motor*) para reducir el número de componente buscando la simplificación de los sistemas.

Fig. 3 1 Propuesta de Configuración del tren motriz



1.13 Investigación y evaluación para la propuesta de configuración *in wheel motor*

Para evaluar la propuesta se realizó una investigación acerca de las tecnologías de motores eléctricos de alto par y de construcción especial, además de una investigación de patentes y un estudio de mercado contenidos en el anexo 1.

De los resultados obtenidos en el análisis dinámico, de los requerimientos del cliente y de los requerimientos de ingeniería para un vehículo eléctrico se construyó la tabla 3.1 para el diseño del motor.

Tabla 3.1Especificaciones de diseño para un sistema de conducción directa (*in wheel motor*)

Desempeño			
Densidad de Campo magnético	T	Medición directa	1.0 – 1.5
Diferencia de potencial	V	Medición directa	48
Corriente	A	Medición directa	62.5 a 104
Velocidad angular	rpm	Medición directa	>600
Aceleración angular	rad/s^2	Medición indirecta	<6.28
Par	Nm	Medición directa	>150
Potencia	kW	Medición indirecta	>3
Entono (IP 56)[3]			
Tamaño de partículas sólidas que pueden ingresar al motor	μm	Medición indirecta	<2
Presión de agua que no puede ingresar			
Vida en servicio			
Periodos de funcionamiento continuo	hrs	Medición directa	1
Horas de funcionamiento al dia	hrs	Medición directa	12
Costo del producto estimado			
Costo	pesos		10,000.00[4]
Instalaciones de manufactura			
No. De procesos para fabricación de partes	procesos	Medición directa	≤ 2
Tiempo de ensamble total	hrs	Medición directa	≤ 4
Tamaño			
Diámetro	in	Medición directa	≤ 18
Ancho	in	Medición directa	≤ 8
Peso			
Sin rim	Kg	Medición directa	15-20
Vida en el almacén			
Tiempo de vida en el almacén	años		
Escalas de tiempo			
Tiempo de desarrollo	semanas		40
Pruebas			
En vacío			
Carga			
Seguridad			
Factor de seguridad			1.5 - 2

[3] IP 56 protegido contra penetración de polvo y protegido contra fuertes chorros de agua
[4] Se buscara lograr este costo para el prototipo final

De la investigación de este tipo de motores se concluye que no es adecuado el uso de un *in wheel motor* para cumplir con los requerimientos de diseño del sistema de tren motriz debido a que:

- Los sistemas de conducción directa actualmente para vehículos eléctricos son usados en vehículos híbridos debido a su alto consumo de energía y alto costo, o en su defecto en vehículo eléctricos pero de alto costo.

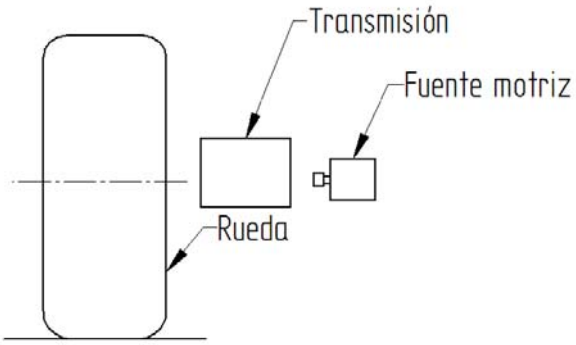
- El tener un motor directamente en la rueda del vehículo requeriría de subsistemas capaces de asegurar la integridad de los componentes eléctricos, el colocar el motor fuera del eje de la rueda aseguraría la integridad del motor sin el uso de sistemas adicionales.

- El uso de un reductor ahorraría excesivos costos.

1.14 Solución a desarrollar

La figura 3.2 señala el sistema de tracción a desarrollar sin la interacción con los subsistemas de frenado y suspensión.

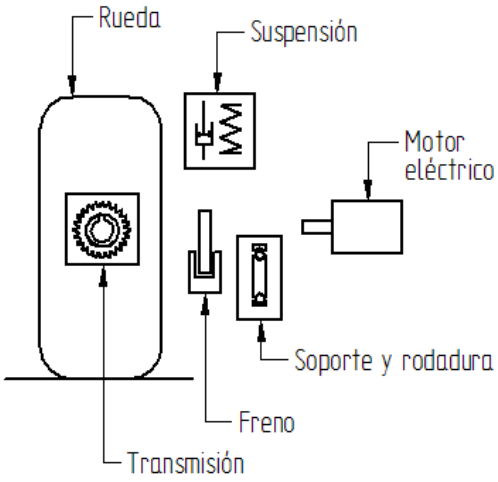
Fig. 3. 2 Configuración propuesta para el sistema de tracción para una rueda



1.15 Separación por funciones

En la figura 3.3 se presenta un esquema con los subsistemas que intervienen en el diseño del sistema de tracción, en una primera propuesta se tiene la transmisión dentro de la rueda y así poder reducir espacio y peso

Fig. 3. 3 Separación por funciones



Las funciones de cada subsistema son:

- Motor eléctrico: fuente motriz que proporciona la potencia mecánica al vehículo eléctrico.
- Transmisión: Mediante distintos mecanismos transforma el movimiento de la fuente motriz hasta volverlo útil para el vehículo.
- Suspensión: Reduce fuerzas de impacto causadas por las irregularidades del camino.
- Freno: Para producir una desaceleración o mantener la velocidad.
- Soporte y rodadura: Une a la rueda a la carrocería/suspensión y permite el movimiento de la rueda.
- Rueda: Interactúa con el piso para dar movimiento al vehículo.

En el siguiente capítulo se desarrolla el diseño conceptual para el sistema de tracción, primero determinando los requerimientos de la transmisión, haciendo una investigación para las posibles motores eléctricos a utilizar y definiendo las interacciones con los demás sistemas de forma que al final del capítulo se tendrá la composición del sistema.

Capítulo 4. Diseño conceptual

In wheel motors, Protean electric www.proteanelectric.com, 2011

En este capítulo, previo a la obtención de la configuración y composición se obtenien las características de desempeño que debe tener la transmisión para el sistema motriz, es necesario tener la selcción del tipo de motor obteniendo como resultado una familia de motores eléctricos, y de estos obtener la selección del motor eléctrico en el que se basa parte de la evaluación a las propuestas de configuración y composición del diseño; las propuestas de composición tambien nos dan como resultado el tipo de componentes comerciales que se selecionaran.

4.1 Especificaciones para la transmisión y selección del motor

Con base en los datos de par, velocidad y potencia requeridos obtenidos del análisis de rodadura y dado que no se tiene seleccionada la rueda, se obtuvieron distintos valores de par y velocidad en el motor para distintos diámetros de rueda (desde una rueda de carro de golf y hasta una rueda de motocicleta) con índices de reducción propuestos de 5, 10 y 20 en una primera iteración. Como resultado se obtuvo que el índice de reducción de 20 si bien requiere de un motor de bajo par, necesita un motor de alta velocidad (7,000 a 10,000 RPM como mínimo), de esta primera iteración se concluyó que el valor de índice de reducción buscado estaría entre 5 y 10 por lo que se hizo una segunda iteración con un índice de reducción de 7.5.

Se presentan gráficas para la operación a velocidad nominal requerida de 40 km/h y velocidad máxima requerida 60 km/h con los índices de reducción propuestos (i).

Fig. 4. 1 Par necesario con distintos índices de reducción (i) para alcanzar una velocidad crucero de 40 km/h con pendiente de 0º en función del tamaño de la rueda

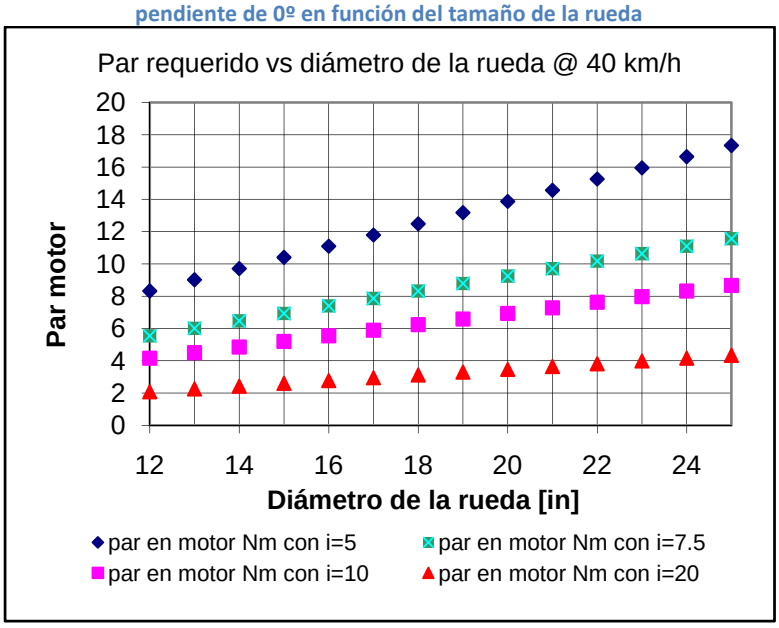


Fig. 4. 2 Velocidad del m. en función del diámetro de la rueda cuando el vehículo alcanza una velocidad de 40 km/h

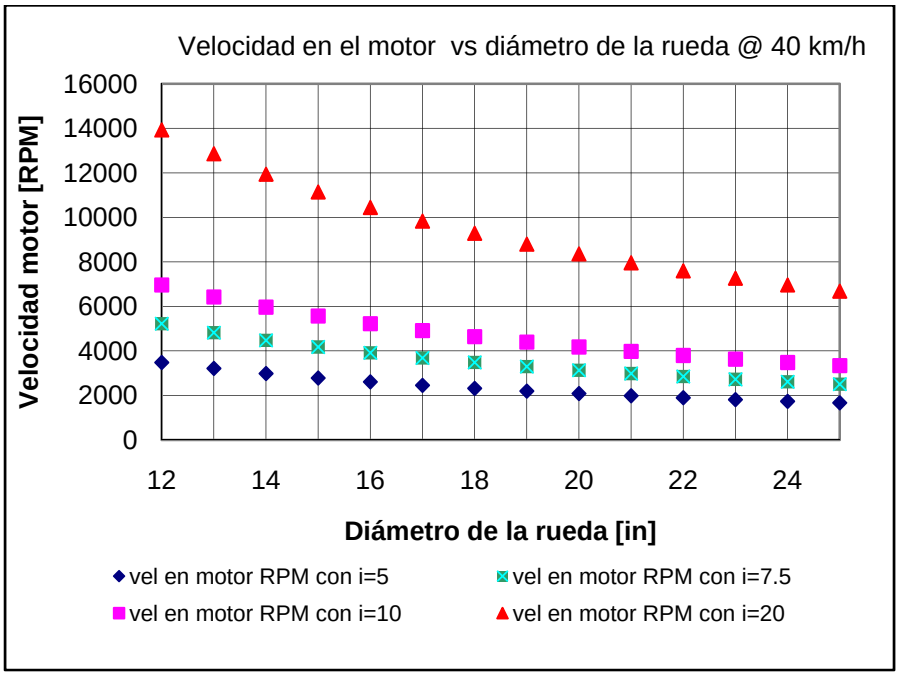


Fig. 4. 3 Par necesario con distintos índices de reducción para alcanzar una velocidad crucero de 60 km/h con pendiente de 0º en función del tamaño de la rueda

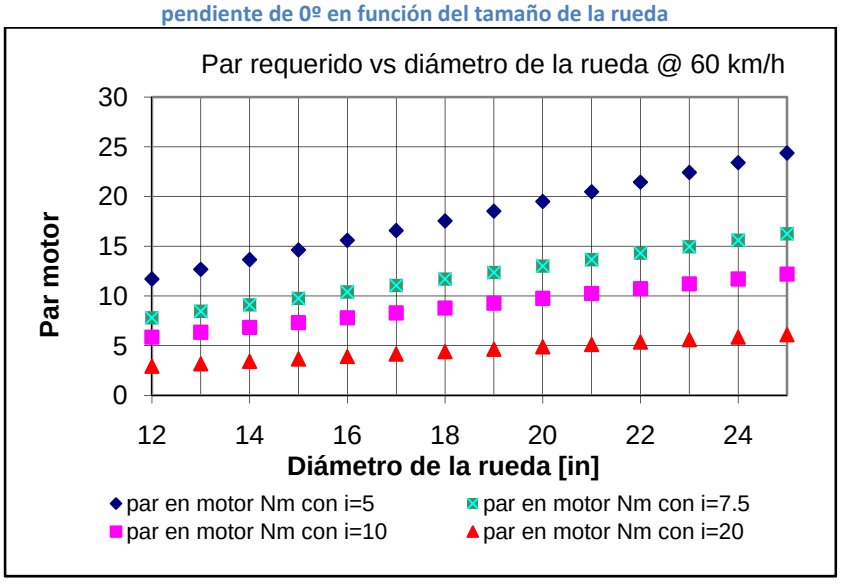
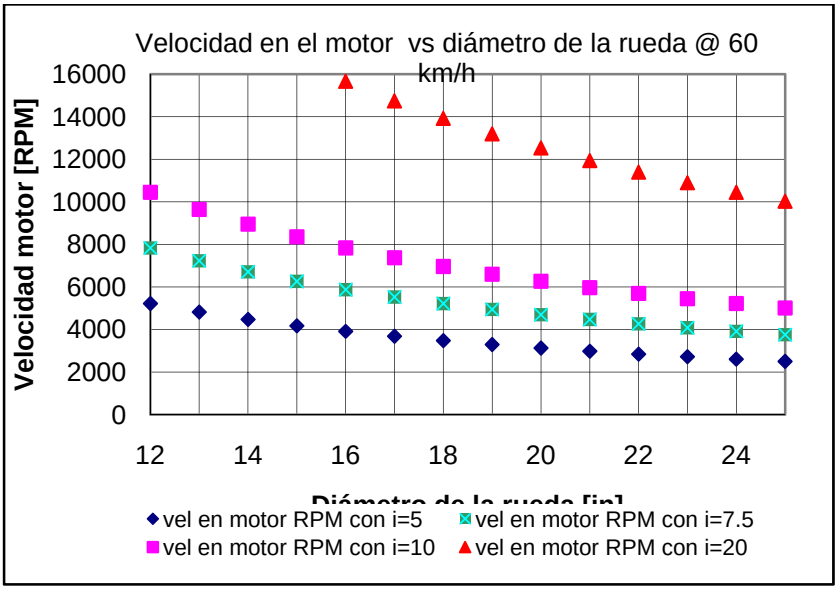


Fig. 4. 4 Velocidad del m. en función del diámetro de la rueda cuando el vehículo alcanza una velocidad de 60 km/h



Cuando el vehículo tenga la velocidad crucero de 40 km/h, la velocidad del motor eléctrico debe quedar por debajo de la velocidad nominal y cuando el vehículo tenga una velocidad máxima de 60 km/h la velocidad del motor eléctrico debe quedar cercana a la velocidad nominal para prolongar la vida útil del motor.

Se concluye que el rango posible para el índice de reducción se encuentra entre 5 y 7.5, el tamaño de la rueda del vehículo en esta etapa tiene posibles valores de: 18 pulgadas (rueda de carro de golf), 22 pulgadas (rueda de vehículo utilitario) y 25 pulgadas (rueda de motocicleta), las siguientes tablas 4.3 y 4.4 muestran puntualmente los valores necesarios para cada uno de los diámetros de la rueda en velocidad nominal y velocidad máxima en pendiente de 0°.

Tabla 4. 1 Especificaciones para la transmisión @ 40 km/h

Diámetro rueda [in]	Par en las ruedas @ 40 km/h [Nm]	Velocidad angular ruedas [rpm]	Par por motor con i=5 [Nm]	Velocidad motor con i=5 [Nm]	Par por motor con i=7.5 [Nm]	Velocidad motor con i=7.5 [Nm]
18	124,8	464	12,48	2320	8,32	3481
22	152,5	379	15,25	1898	10,17	2848
25	173,3	334	17,33	1670	11,56	2506

Tabla 4. 2 Especificaciones para la transmisión @ 60 km/h

Diámetro rueda [in]	Par en las ruedas @ 60 km/h [Nm]	Velocidad angular ruedas [rpm]	Par por motor con i=5 [Nm]	Velocidad motor con i=5 [Nm]	Par por motor con i=7.5 [Nm]	Velocidad motor con i=7.5 [Nm]
18	175.5	696	17.5	3481	11.7	6962
22	214.5	570	21.4	2848	14.3	5696
25	243.7	501	24.4	2506	16.2	5013

Los datos obtenidos permitirán proponer, analizar y evaluar en la etapa conceptual y de detalle.

4.2 Selección del tipo de motor

Para seleccionar el tipo de motor se retoma la investigación de motores de alto par realizada previamente, dicha investigación señala que los motores de flujo axial o *pancake motor* o motor de disco es el adecuado debido a sus características de proporcionar alto par en poco espacio axial y para una transmisión más directa de energía se considera de corriente directa

4.3 Selección del motor

Se realizó una búsqueda de motores para aplicaciones de vehículos eléctricos dadas sus características de operación como son el voltaje, la corriente, el tamaño, peso, grado de protección, etc.; se presenta una tabla resumen con los motores encontrados en el mercado.

Tabla 4. 3 Motores eléctricos

Marca	Modelo	Potencia nominal [W]	Par continuo [Nm]	Velocidad Nominal [rpm]	Volt [V]	Corriente [A]	Peso [kg]	Precio [USD]
Mars **[5.1]**	ME-3001 PMSM/BLDC	4000	11.9	3200	54	110	12	595.5
Mars	ME-3001 PMSM/BLDC	6000	18.0	3200	48	150	12	595.5
Mars	ME-3001 PMSM/BLDC	5000	21.0	2300	36	180	12	595.5
Mars	ME-0709 PM pancake brushed AKA Etek-RT	8000	20.3	3300	72	114	16	484.00
Mars	ME-0708 PM pancake brushed AKA Etek-R	6000	18.0	3200	48	150	13	434.00
Perm Motor **[5.2]**	PMG-132	4700	20.5	2300	48	110	11	985
Perm Motor	PMG-132	6000	20.5	2870	60	110	11	985
Perm Motor	PMG-132	7220	20.5	3480	72	110	11	985
Golden Motor **[5.3]**	HPM5000B	7000	13.2	3000	48/72	110	11	296
AMD Motor **[5.4]**	A00-4009	4470	14.9	2850	26-72	80-100	23	605
AMD Motor	140-01-4005	2830	8	2000	24-48	60-80	17	529

Utilizando las tablas 3.2 y 3.3 para las características cinemáticas, considerando un motor de menor peso y menor costo se seleccionó el motor del fabricante Golden Motor, dicho motor es de aplicación para vehículos eléctricos y tiene una configuración de flujo axial, es además de muy bajo peso como se indica en las especificaciones mostradas en la tabla 5.3

Tabla 4. 4 Especificaciones del motor

Dato	Valor	Unidad
Potencia máxima	7	kW
Voltaje	72	V
I continua	100	A
Imáx	300 (30 s)	A
Eficiencia	88	%
Peso	11	Kg

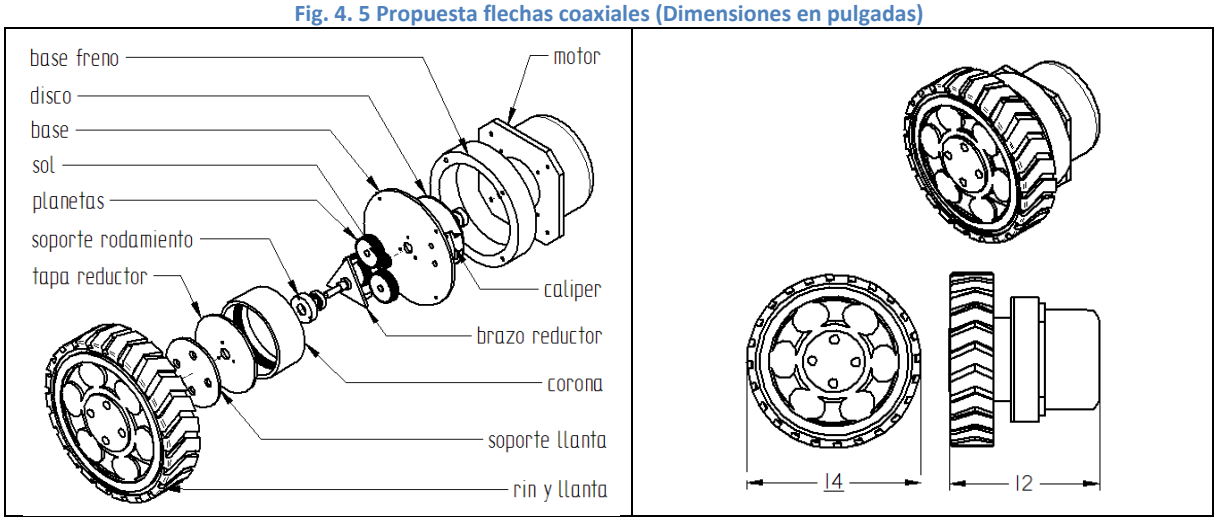
4.4 Propuestas de configuración para la transmisión

Se realizaron propuestas con los siguientes objetivos:

1. Transmisión de movimiento de la manera más directa
2. Menor espacio posible
3. Menor número de elementos
4. Utilizar como elementos convencionales en el semieje de un vehículo: rin, masa, disco de frenado, *caliper*, etc.
5. Sin deslizamiento de los elementos de la transmisión

Flechas coaxiales. El eje de giro del motor y de la rueda se encuentran relacionados de forma coaxial, de esta forma se tendría un menor espacio radial y un mayor espacio axial, se propone un reductor de engranes de arreglo satelital con el que se puede lograr un índices de reducción de 5 en una sola etapa[5], se estima un peso de 40 kg a través de un modo previo en 3D, en la figura 5.2 se ilustra la propuesta para flechas coaxiales.

Fig. 4. 5 Propuesta flechas coaxiales (Dimensiones en pulgadas)



Flechas paralelas. La primera propuesta para flechas paralelas se ilustra en la figura 5.3 se tiene que el eje de giro del motor y de la rueda se encuentran relacionados de forma paralela, de esta forma se tiene mayor espacio radial pero menor espacio axial. Por sus características de operación

[5] El índice de reducción que se requiere se encuentra entre 5 y 7.5 de la conclusión de especificaciones para el diseño de la transmisión.

como son, bajas revoluciones, menor ruido, costo, etc. a cambio de una reducción en la eficiencia, se propone una transmisión flexible síncrona de dos etapas por bandas en un mecanismo de 4 barras como sistema de suspensión (las barras de la suspensión no se ilustran en la figura), con masa estimada es de 55 kg mediante un modelo previo en 3D. Como segunda opción se propone una transmisión por engranes, mostrada en la figura 5.4 en la que se utiliza un rodamiento y engrane (*turntable bearing* [5.5]), con masa estimada de 60 kg.

Fig. 4. 6 Primera propuesta flechas paralelas (Dimensiones En pulgadas)

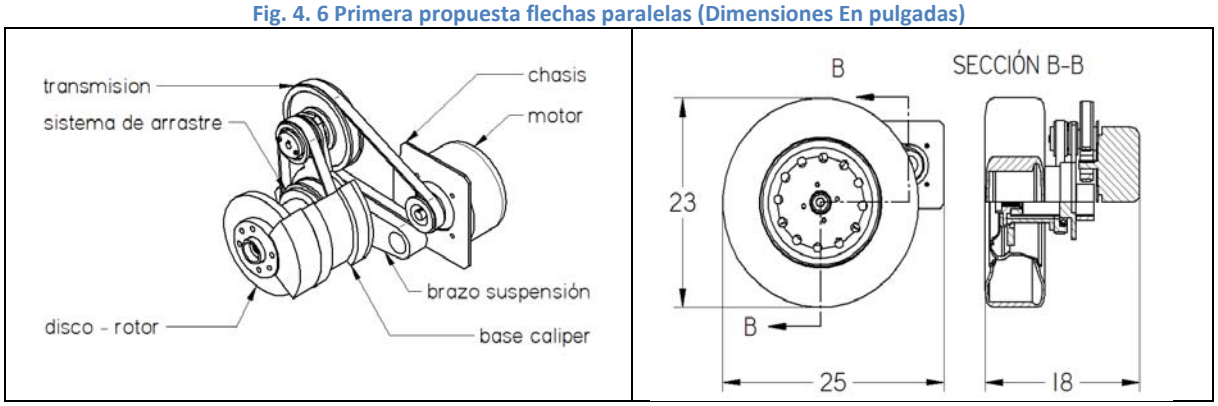
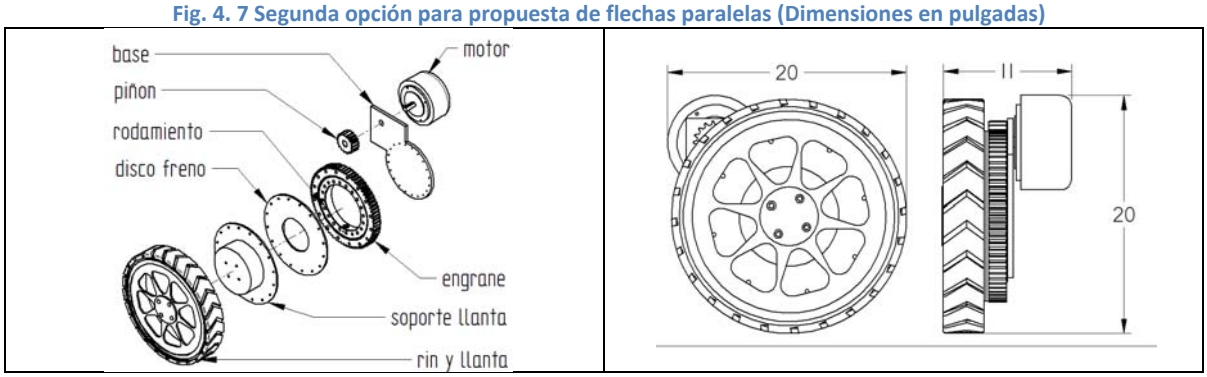


Fig. 4. 7 Segunda opción para propuesta de flechas paralelas (Dimensiones en pulgadas)



Se evalúan las propuestas de configuración para ejes coaxiales y ejes paralelos de forma cuantitativa haciendo una preselección de una transmisión por engranes y dos pares de poleas[6], con el fin de poder dimensionar, obtener un costo aproximado y estimar el peso.

[6]Para una etapa el peso y las dimensiones resultan excesivas debido a que si la polea motriz tiene 3.5 in de diámetro y un peso de 1.2 kg, la polea conducida tendría un diámetro de 17.5 in y un peso mayor a 10 kg

Tabla 4. 5 Evaluación de elementos de transmisión

Elemento	Descripción	Reducción
Engrane I	Pd: 2 in Ancho de cara: 1 in Peso: 0.44 kg Material: Acero	i =5 Reductor planetario (una etapa)
Engrane II	Pd: 8 in Ancho de cara: 1 in Peso: 2.632 kg Material: Acero	
Engrane III rodamiento - engrane *turntable bearing*	Pd:14.4 in Ancho de cara: 1.496 in Peso: 16.72 kg Material: Acero	i=5
Polea síncrona I	Pd: 3.024 in Ancho de cara: 1 in Peso: 1.2 kg Material: Hierro	i = 2.53 y 1.82 (dos etapas)
Polea síncrona II	Pd:7.639 in Ancho de cara: 1 in Peso: 12.1 kg Material: Hierro	
Polea síncrona III	Pd: 3.501 in Ancho de cara: 1 in Peso: 1.8 kg Material: Hierro	
Polea síncrona IV	Pd: 6.366 in Ancho de cara: 1 in Peso: 7.8 kg Material: Hierro	

La primera propuesta de flechas paralelas la transmisión por poleas se considera compleja por el número de componentes y grande por sus dimensiones y la transmisión por engranes se considera pesada y costosa en sus componentes ya que el rodamiento con engrane (*turntable bearing*) tiene un peso de 17 kg y cuesta 2600 dólares americanos. Se selecciona la propuesta de flechas paralelas pero utilizando una combinación de transmisión por poleas síncronas (o cadena) y un reductor planetario.

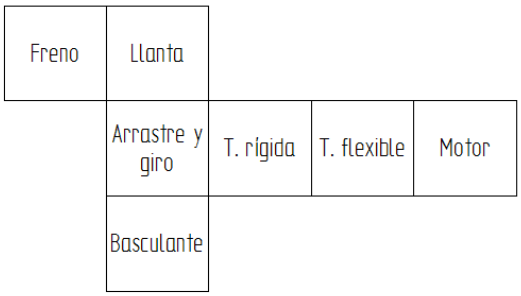
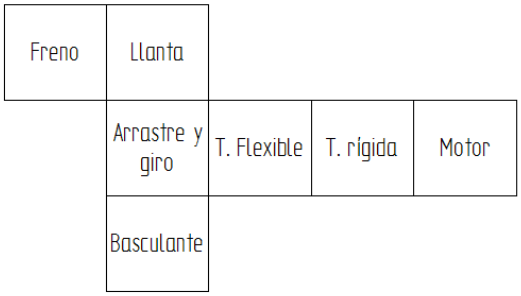
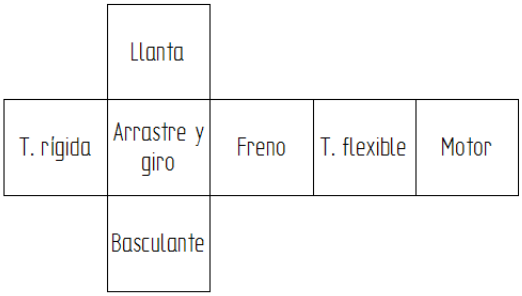
4.5 Configuración de los subsistemas del tren motriz

La configuración define la posición de los subsistemas, por ejemplo si se quiere detener el vehículo con el freno se puede frenar al motor o a la rueda directamente. Se realizaron combinaciones estableciendo las siguientes restricciones:

- El módulo de freno debe de ir unido al arrastre de forma que si la transmisión falla no se pierda fuerza de frenado.

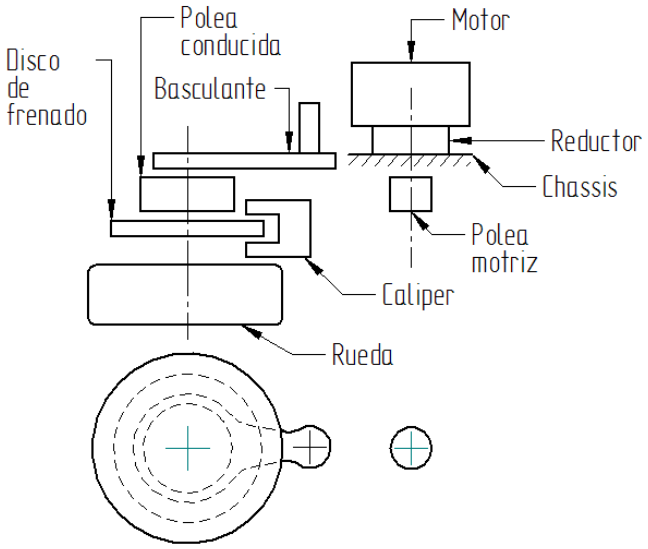
- El módulo basculante es también un soporte para el módulo de arrastre y giro.
- El motor se encuentra unido al chasis de forma que la carcasa del motor no se mueve.
- Suspensión por basculante.
- Mantenimiento de la transmisión sin tener que quitar el brazo de la suspensión.

Tabla 4. 6 Posición de los módulos

	Esquema	
1		El freno actúa sobre la rueda, la transmisión rígida oscila junto con el basculante
2		El freno actúa sobre la rueda, la transmisión flexible oscila junto con el basculante
3		El freno actúa sobre el módulo de arrastre, la transmisión flexible oscila junto con el basculante
4		El freno actúa sobre el módulo de arrastre, la transmisión rígida oscila junto con el basculante

Se selecciona la segunda propuesta ya que en el sistema de frenado se pueden utilizar componentes comerciales, y se tiene una forma más fácil de acceder a los componentes de la transmisión, Se presenta en la figura 5.5 un esquema a mayor detalle para la configuración seleccionada.

Fig. 4. 8 Configuración: vistas superior y frontal (No se muestra la banda dentada)



4.6 Composición

La composición define los elementos que componen el sistema, su posición de uno con respecto a otro y las interacciones que tienen entre sí.

La problemática en esta etapa, fue definir los montajes y las posiciones de los elementos comerciales, así como las interacciones que permitiesen un mejor ensamble y mantenimiento de acuerdo a las directrices del diseño.

Se realizaron las siguientes propuestas a fin de poder encontrar la solución más adecuada, la primera propuesta usa componentes comerciales de motocicleta, la segunda y la tercera propuesta usan componentes comerciales de automóviles.

Tabla 4. 7 Propuestas de composición

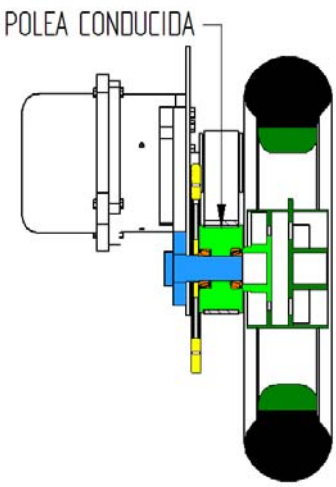
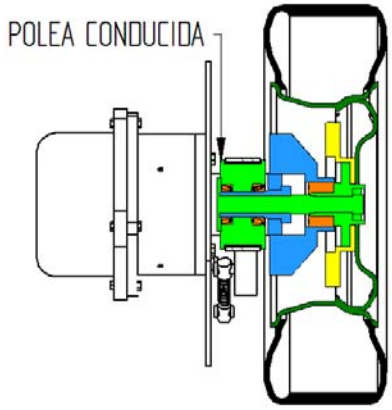
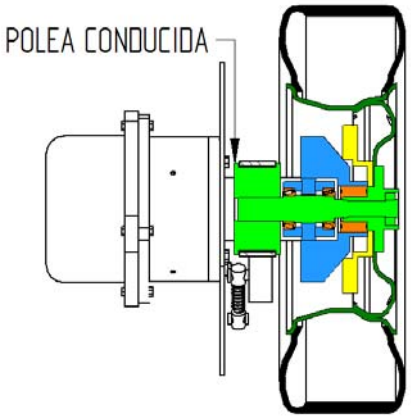
Opción	Propuesta	Sección
A	Polea conducida con arrastre directo a la rueda, brazo de suspensión del lado interior	

Tabla 4. 8 Propuestas de composición (continuación)

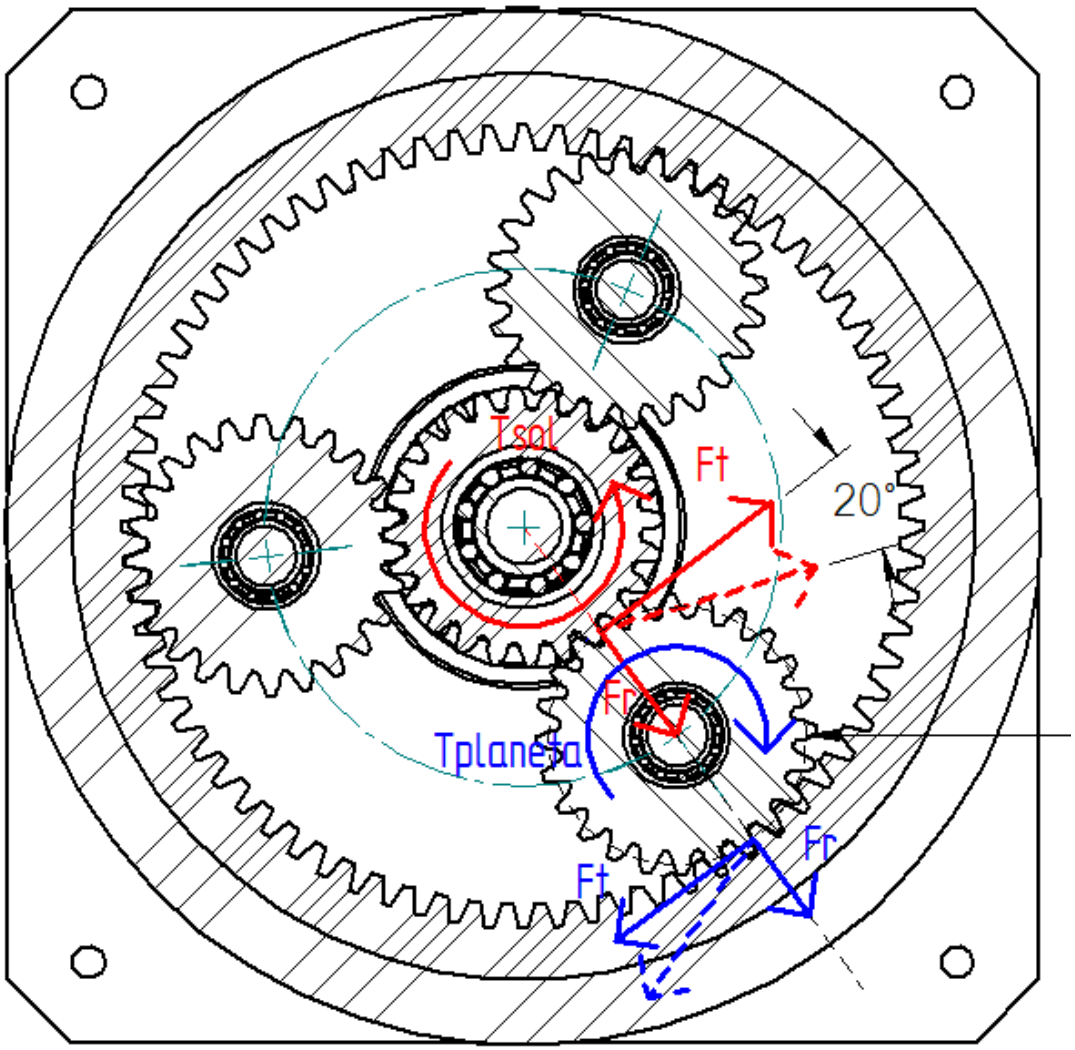
B	Arrastre desde el exterior de la polea y brazo de suspensión entre la tracción y la rueda	
C	Arrastre desde el interior de la polea y brazo de suspensión entre la tracción y la rueda	

La opción B y C cumplen con la separación de las funciones de soporte – rodadura y transmisión (arrastre), es decir si el vehículo fallase en el arrastre la rueda simplemente quedaría girando libremente.

La transmisión de movimiento para el sistema de tracción queda compuesto por una transmisión rígida que consiste en un reductor de engranes del tipo planetario y una transmisión flexible que consiste en una conjunto de poleas y banda síncronas.

En el siguiente capítulo se presenta el análisis de fuerzas, realizado para conocer a qué cargas se encuentra sometida cada uno de los componentes, y con esta información y las especificaciones, se realizará la selección de componentes comerciales y dimensionamiento de cada una de las partes del sistema.

Capítulo 5. Diseño de detalle



En este capítulo se presenta el análisis de de fuerza necesario para conocer las cargas en cada uno de los componentes de el sistema motriz y el diseño de detalle de cada uno de los subsistemas, al final de este capítulo se muestra el arreglo general con la lista de componentes. En el anexo II se muestra el dimensionamiento y selección de los componentes del sistema de tracción. En el anexo III se presentan los planos informativos, ensamble y fabricación para los componentes.

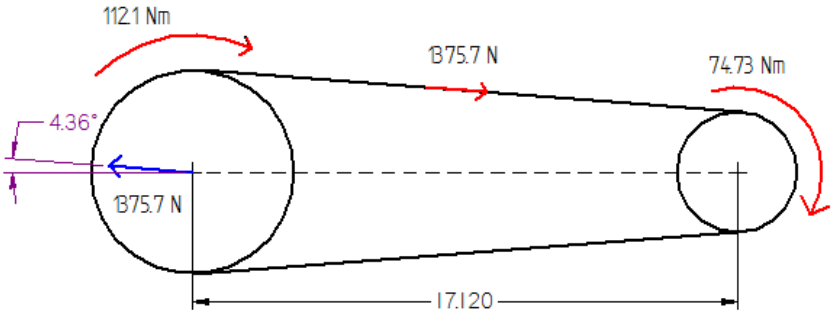
5.1 Análisis de fuerzas

Considerando el par requerido de 112.1 Nm para alcanzar la velocidad de 60 km/h que se obtuvo en el análisis dinámico del vehículo y que teniendo como índice de reducción 1.5 en la segunda etapa da como resultado un par en la polea de entrada es de 74.73 Nm, con esto se puede calcular la fuerza de tensión en la banda y la fuerza de reacción en las flechas de las poleas.

Tabla 5. 1 Cargas en la transmisión flexible

Variable	Valor	Unidad
Par en la polea de salida	112.1	Nm
Par en la polea de entrada	74.73	Nm
Tensión en la banda	1375.7	N
Reacción en las flechas	1375.7	N

Fig. 5. 1 Análisis de fuerzas de la transmisión flexible[7] (dimensiones en pulgadas)



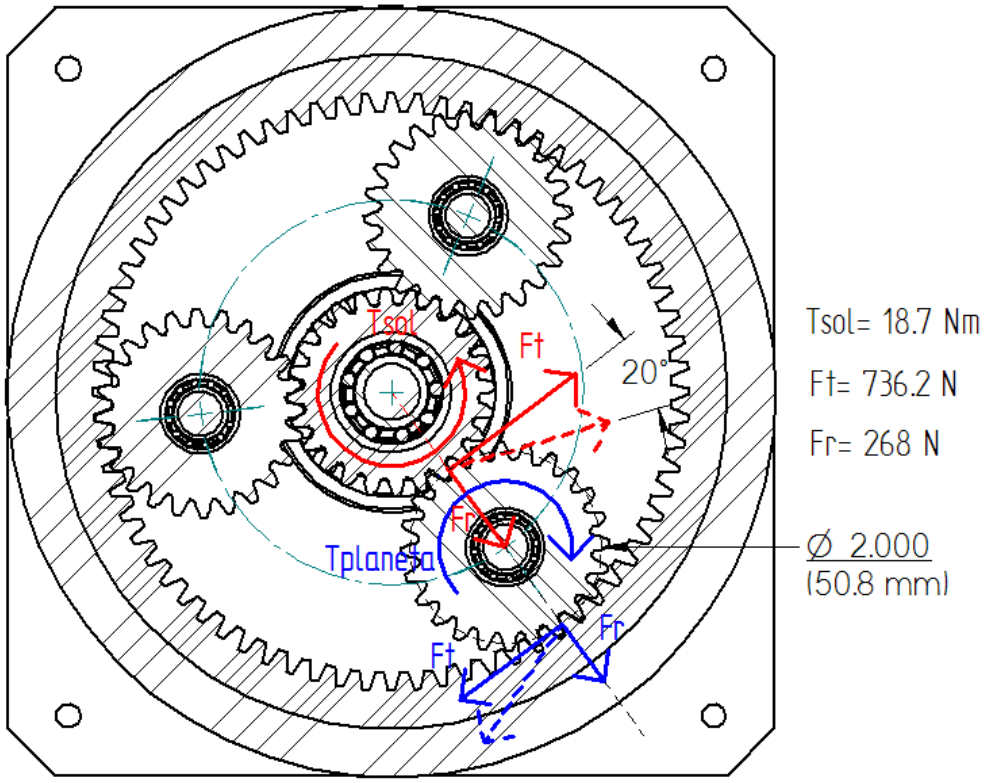
Conociendo el par en la polea de entrada, que el índice de reducción del tren planetario es de 4 y proponiendo que el reductor planetario tenga el mismo diámetro del sol y de los planetas, se puede obtener la fuerza radial sobre la flecha de cada planeta y sobre en engrane interno

Tabla 5. 2 Cargas en la transmisión rígida

Variable	Valor	Unidad
Par salida reductor	74.73	Nm
Par entra	18.7	Nm
Reacción en la flecha de cada planeta	268	N

[7] El ángulo de 4.36° corresponde a la línea de acción de la fuerza en la banda

Fig. 5. 2 Análisis de fuerzas de la transmisión rígida



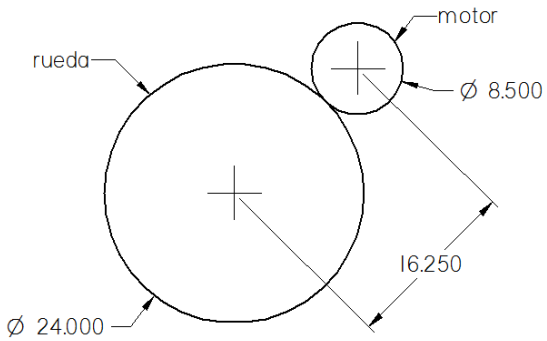
5.2 Diseño de la transmisión flexible

Selección de poleas de tiempo

Las poleas se seleccionaron por factor de servicio, potencia, velocidad, factor de seguridad, con esto se seleccionaron poleas con las siguientes características.

Estableciendo el máximo espacio que podría llevar una rueda de 24 pulgadas (rim de 13 pulgadas), y el espacio del motor de 8.5 in se obtuvo la mínima distancia entre centros para la selección de la banda, de tal forma que el motor pudiese ser colocado en distintas posiciones fuera del perímetro definido por la rueda.

Fig. 5. 3 Dimensiones para la selección de poleas (en pulgadas)



En la tabla 5.3 se resumen las especificaciones de entrada para la selección de las poleas de acuerdo a la fuerza de propulsión y a la selección del motor y el tipo de operación de la transmisión.

Tabla 5. 3 Especificaciones para poleas

Dato	Valor	Unidad
Factor de servicio	1.3	-----
Flecha del motor	7/8	in
Paso	8	mm
Velocidad polea conductora	817.5	rpm
Par polea conductora	149.47	Nm
Potencia	6.4 (8.6)	kW (HP)
velocidad rueda	545	rpm
Par rueda	224.2	Nm
Distancia entre centros	>16.25	in

En la tabla 5.4 se tienen las especificaciones de las poleas dentadas que dan un índice de reducción de 1.6842 y con un peso aproximado de 6 kg.

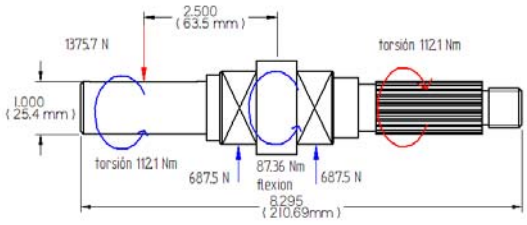
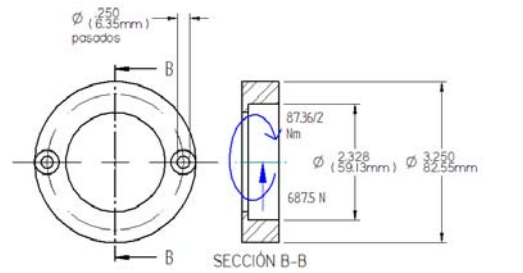
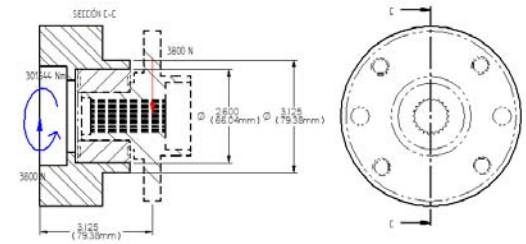
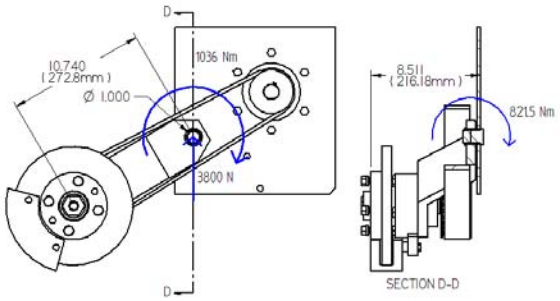
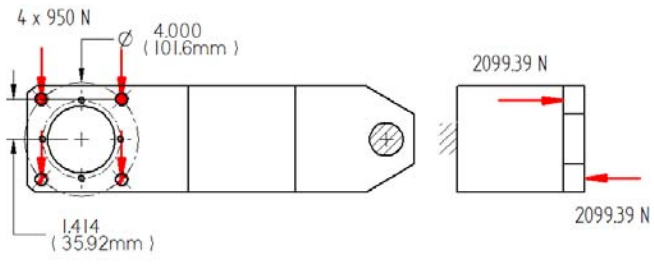
Tabla 5. 4 Poleas seleccionadas

Item	Description
Polea de tiempo: P38-8M-50-SH	Diámetro de paso: 3.810 in Ancho de diente: 50 mm Peso: 1.364 Material: hierro
Polea de tiempo: P64-8M-50-SK	Diámetro de paso: 6.416 in Ancho de diente: 50 mm Peso: 4.4 Material: hierro
banda: 1200–8M-50	Distancia entre centros: 17.12 in Ancho: 50 mm Largo: 1280

5.3 Diseño de arrastre, giro y basculante

De la tabla 5.1 y de la propuesta de composición se analizó la resistencia de los componentes (ver anexo III) y se iteró para tener un factor de seguridad confiable, se presentan los resultados en la tabla 5.5, las consideraciones que se utilizaron para el diseño en base a las especificaciones, fueron las condiciones de operación extrema y/o condiciones de falla, por ejemplo en el caso en que haya un frenado total cuando se encuentra a velocidad máxima.

Tabla 5. 5 Resistencia y factores de seguridad de las partes de la transmisión flexible

Elemento	Diagrama de cuerpo libre	Esfuerzo y factor de seguridad
Flecha de arrastre		Acero AISI 1045 trabajado en frio,, 19-32 mm (0.75-1.25 in) redondo Esfuerzo cortante máximo $\tau_{max} = 47.08\ Mpa$ F.S. = 11.26
Chumacera		Acero AISI 1045 trabajado en frio,, 19-32 mm (0.75-1.25 in) redondo El esfuerzo máximo se desprecia
Mangueta		Acero AISI 1045 trabajado en frio,, 19-32 mm (0.75-1.25 in) redondo $\tau_{max} = 8.07\ Mpa$ F.S. = 65.64
Flecha de basculante		Acero AISI 1045 trabajado en frio,, 19-32 mm (0.75-1.25 in) redondo $\tau_{max} = 416.82\ Mpa$ F.S. = 1.27
Basculante		Acero AISI 1045 trabajado en frio,, 19-32 mm (0.75-1.25 in) redondo $\tau_{max} = 269.9\ Mpa$ F.S. = 1.37

5.4 Diseño de la transmisión rígida (Reductor)

En la tabla 5.6 se muestran las especificaciones del reductor planetario con índice de reducción constante.

Tabla 5. 6 Especificaciones para reductor

Dato	
Protección	IP3 (vs agua nebulizada)
Diámetro	aproximadamente 8 in
Largo	aproximadamente 8 in
Reducción	1:4
Material	Engranes y carcasa de nylon y aluminio

Se realiza el dimensionamiento de los engranes para restringir límites en cuanto al espacio. En nuestra configuración el engrane sol transmite movimiento a engranes planetas que se mueven libremente apoyados en un engrane interno fijo.

Para este caso:

$$i = \frac{N_S}{N_C} + 1 \text{.....(Ec. 5.1)}$$

Donde:

$$N_S: número\ de\ dientes\ de\ el\ sol$$
$$N_c: número\ de\ dientes\ de\ la\ corona$$

Reescribiendo

$$i = \frac{D_S}{D_C} + 1$$

Se propone que el diámetro del sol y el diámetro de los planetas sea el mismo, de tal forma que el diámetro del engrane sol debe ser menor a 3 pulgadas.

Mediante la fórmula de Lewis [**6.1] [6.2**] se dimensionaron los engranes para distintos diámetros permisibles en comparativa con engranes comerciales.

$$W = \frac{SFY}{P}\left(\frac{600}{600+V}\right)\ [\text{lb}] \text{.....(Ec. 5.2)}$$

$$V = 0.262D(\omega)\left[\frac{ft}{min}\right] \text{.....(Ec. 5.3)}$$

Donde:

$$S: Esfuerzo\ de\ cedencia\ del\ material\ \left[\frac{lb}{in^2}\right]$$

$$F: Ancho\ de\ cara\ [in]$$

$$P: Paso\ diametral$$

$$Y: Factor\ de\ forma\ del\ diente\ del\ engrane$$

$$V: Velocidad\ lineal\ en\ la\ linea\ de\ paso\ \left[\frac{ft}{min}\right]$$

$$\omega: Velocidad\ angular\ [rpm]$$

De la tabla 5.7 se compara la potencia que puede transmitir el engrane con la potencia de diseño, obtenida a través de la potencia requerida y el factor de servicio[8]

$$Potencia\ \ requerida = 8.6\ HP\ \ (6.4\ kW)$$

$$Potencia\ de\ diseño = Potencia\ requerida\ \cdot factor\ de\ servicio$$

$$Potencia\ de\ diseño = 8.6\ HP\ \cdot\ 1.3 = 11.18$$

$$Potencia\ de\ diseño\ por\ planeta = 3.73$$

Tabla 5. 7 Cálculo de engranes (Nylon)

Ancho	Factor de forma	Paso diametral	Diámetro de paso	Velocidad angular	Velocidad lineal en el paso	Carga en el diente	Par	Par	Potencia	
F [in]	Y	P	D [in]	[RPM]	$\left[\frac{ft}{min}\right]$	W [lbs]	T [lb in]	T [Nm]	[HP]	factor de seguridad
1.75	0.358	16	1.875	4000	1965	54.96	51.52	5.82	3.27	0.88
1.75	0.364	16	2	4000	2096	53.16	53.16	6.01	3.38	0.91
2	0.325	12	1.75	4000	1834	80.12	70.10	7.92	4.45	1.19
2	0.337	12	2	4000	2096	75.00	75.00	8.47	4.76	1.28
2	0.352	12	2	4000	2444984	0.09	100.74	11.38	6.40	1.72
2.25	0.308	10	1.8	4000	1886.4	100.34	90.30	10.20	5.74	1.54
2.25	0.32	10	2	4000	2096	96.14	96.14	10.86	6.11	1.64
1.75	0.337	10	2.4	4000	2515.2	68.15	81.78	9.24	5.19	1.39
2.25	0.352	10	2.8	4000	2934.4	80.67	112.94	12.76	7.17	1.92

[8] Para cargas intermitentes

2.5	0.289	8	1.875	4000	1965	126.75	118.83	13.43	7.55	2.03
2.5	0.295	8	2	4000	2096	123.10	123.10	13.91	7.82	2.10
2.5	0.308	8	2.25	4000	2358	117.14	131.78	14.89	8.37	2.25
2.5	0.32	8	2.5	4000	2620	111.80	139.75	15.79	8.88	2.38
2.5	0.33	8	2.75	4000	2882	106.62	146.60	16.56	9.31	2.50
2.5	0.337	8	3	4000	3144	101.26	151.89	17.16	9.65	2.59
2	0.342	11.31	2	4000	2096	80.76	80.76	9.12	5.13	1.38
2	0.352	11.31	2.5	4000	2620	69.59	86.99	9.83	5.53	1.48
2	0.358	11.31	3	4000	3144	60.87	91.31	10.32	5.80	1.56

$$safe\ material\ stress\ nylon = 6000\ \left[\frac{lb}{in^2}\right]$$

Para lograr una reducción en el peso del sistema de tracción se decidió que el material para los engranes fuera nylon, los engranes tienen un ancho de cara de 2 in[9].

Tabla 5. 8 Especificaciones del Sol (planeta)

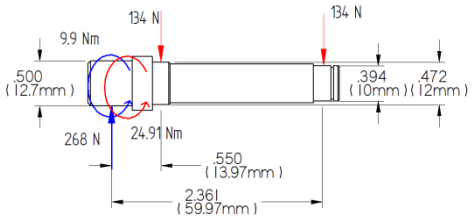
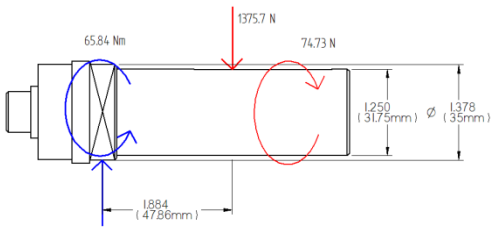
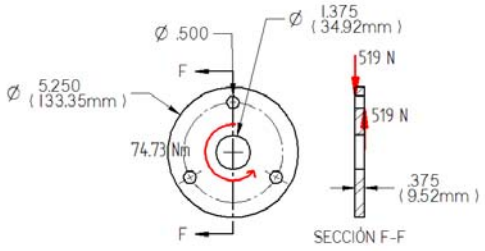
	Dato	**Valor [Unidad]**
S	Esfuerzo de cedencia (Nylon)	6000 [lb/in2]
F	Ancho de diente	2 [in]
Y	Factor de forma	0.337
P	Paso diametral	12
Ds,p	Diámetro de paso sol y planetas	2 [in]
RPM	Velocidad angular (sol)	4000 [RPM]
W	Carga en el diente	93.09 [ln]
	Factor de servicio	1.3
	Factor de seguridad	1.28

Para obtener un índice de reducción de 1 a 4 se utilizó una corona con diámetro de paso de 6 pulgadas.

[9] La densidad del acero es alrededor de 6 veces más que la del nylon

De la tabla 5.2 y de las dimensiones propuestas en la composición se analizó la resistencia y se iteró para tener un factor de seguridad confiable, se presentan los resultados en tabla 5.9

Tabla 5. 9 Resistencia y factores de seguridad de las partes de la transmisión flexible

Elemento	Diagrama de cuerpo libre	Esfuerzo, material y factor de seguridad
Flecha planeta		AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round $\tau_{max} = 69.28\ Mpa$ F.S. = 7.65
Flecha salida		AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round $\tau_{max} = 17.2\ Mpa$ F.S. = 30.01
Plato portaplanetas		AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round $\sigma_c = 104\ MPa$ F.S. = 5.09

Los cálculos para los rodamientos y tornillos se muestran en el anexo II.

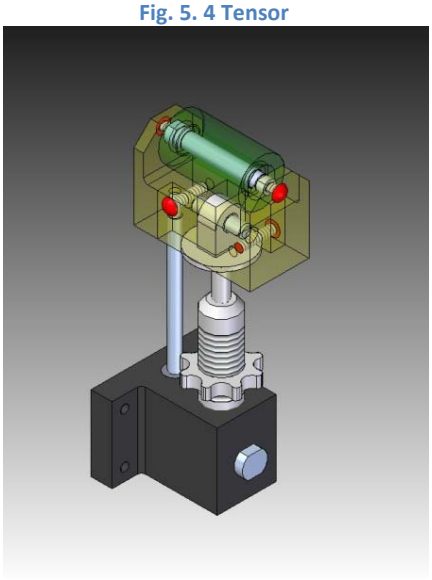
5.5 Diseño de los tensores

De la figura 4.3 se observa que existen 3 ejes, el primero es el eje de la polea conductora, el segundo de la polea conducida y el tercer eje corresponde al brazo de la suspensión, el movimiento del brazo de la suspensión ocasiona que la distancia entre los ejes de la polea conducida cambie, por lo tanto también cambia la tensión de la banda, si bien el uso de tres ejes redujo la complejidad del diseño mecánico además de disminuir el número de piezas, se hizo necesario el uso de tensores dinámicos.

El tensor propuesto (en la figura 6.9) consta principalmente de un resorte (no mostrado en la figura) que provoca la tensión de forma dinámica, se tiene una guía y una tuerca para poder ajustar la

tensión del resorte, una guía para poder dar apoyo al rodillo que se encuentra al extremos; el rodillo gira libremente sobre la banda; se tiene además la base de todo el tensor la cual se une al bastidor del tren motriz

Fig. 5. 4 Tensor



5.6 Características generales del sistema y lista de partes

El sistema está compuesto por los siguientes subsistemas o módulos:

- Motor eléctrico
- Transmisión rígida
- Transmisión flexible
- Arrastre y giro
- Brazo Basculante
- Transmisión por fricción

El motor eléctrico transmite el movimiento a un reductor planetario (un sol, 3 planetas y una corona a tierra) con un índice de reducción de 1 a 4, y a continuación se transmite la potencia desde una polea motriz a una polea conducida con un índice de reducción de 1.6842, desde aquí se transmite el arrastre a la rueda por medio de una flecha estriada. El brazo basculante, hace que la llanta oscile para proporcionar amortiguamiento en el camino al vehículo, el sistema de giro permite que la rueda gire libremente (incluso cuando se pierda la tracción) y el sistema de transmisión por giro incluye la función de frenado (disco) y el movimiento del vehículo por la interacción de la llanta con el piso.

En las siguientes figuras se muestran los esquemas de los arreglos generales que señalan las dimensiones principales para todo el sistema de tracción, así como la lista de partes, en el apéndice III se tienen los planos de fabricación y ensamble.

Fig. 5. 5 Arreglo general: vistas frontal, derecha e isométrico (dimensiones en pulgadas)

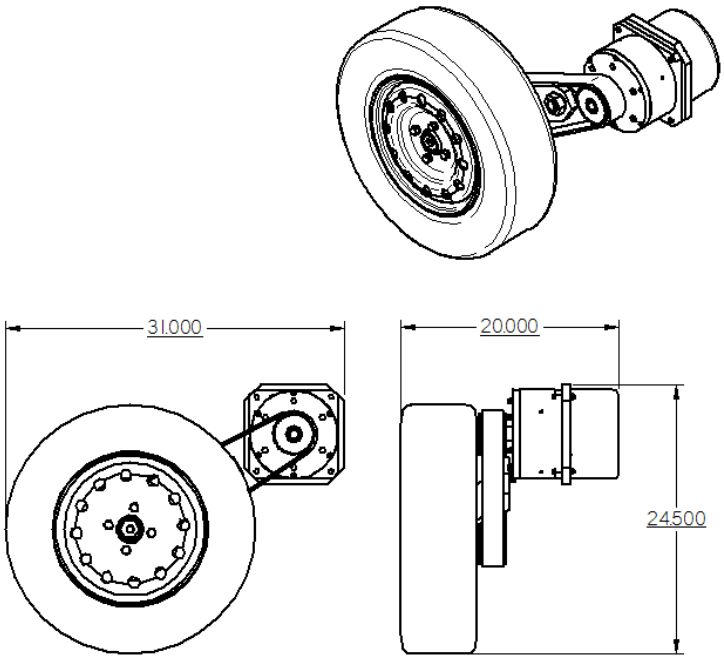
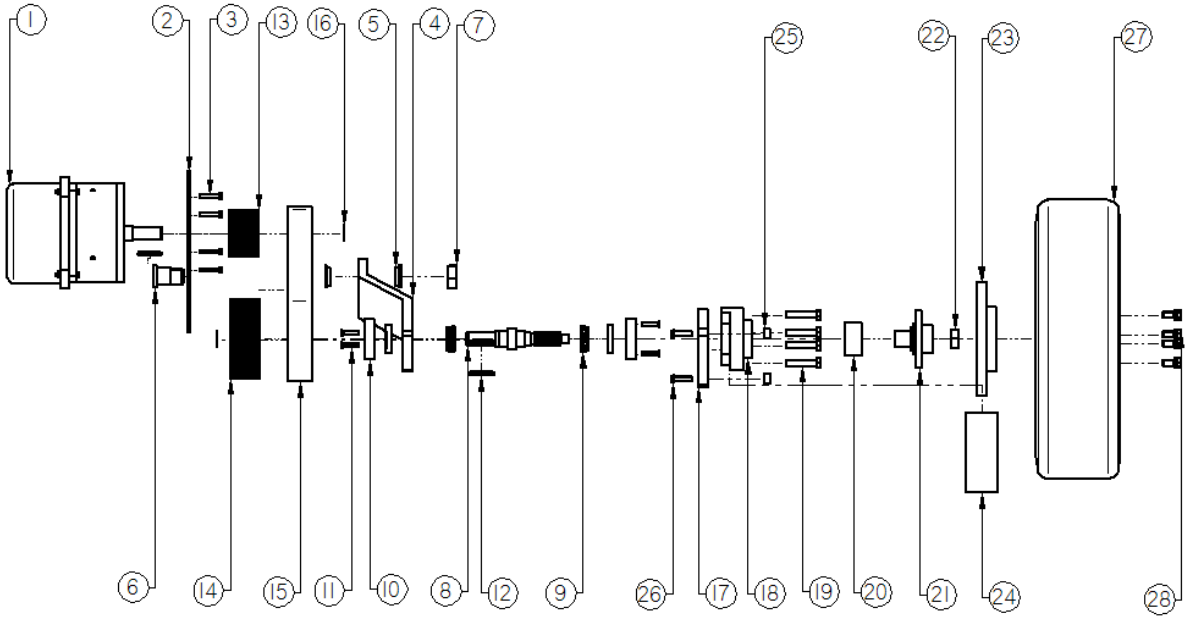


Fig. 5. 6 Explosivo arreglo general



En las tablas 5.10 y 5.1 se presentan las listas de partes del sistema de tracción

Tabla 5. 10 lista de partes

28	- - - - - - -	Birlos	Acero	1
27	- - - - - - -	Rueda	Varios	
26	- - - - - - -	T. hex. 0.375 in x 1.50 in	Acero	
25	- - - - - - -	Espaciador	Acero	1
24	- - - - - - -	*Caliper*	Varios	1
23	- - - - - - -	Disco de frenado	Acero	1
22	- - - - - - -	Tuerca seguridad con chaveta	Acero	1
21	VEB PTF 512 D	Masa	Acero	1
20	Rodamiento	d1.340 D2.600 B1.460	Acero	1
19	- - - - - - -	T. hex 0.500 in x 2.50 in	Acero	4
18	VEB PTF 509 D	Mango	Acero 1045	1
17	VEB PTF 510 D	Soporte caliper	Nylon blanco	1
16	- - - - - - -	A. de retención D1.0 in	Acero	2
15	480H200	Banda 480 dientes paso H	Resina fenólica	1
14	VEB PTF 505 D	Polea 64 dientes	Aluminio	1
13	VEB PTF 504 D	Polea 38 dientes	Aluminio	1
12	VEB PTF 506 D	Cuña	Acero 1018	2
11		T. Hex C. P 0.25 in x 1.25 in	Acero	4
10	VEB PTF 508 D	Chumacera	Acero 1045	2
9	L68149	d1.3775 D2.328 T0.625	Acero	2
8	VEB PTF 507 D	Flecha de arrastre	Acero 1045	1
7	- - - - - - -	Tuerca 1.25 in	Acero	1
6	VEB PTF 503 D	Flecha suspensión	Acero 1045	1
5	VEB PTF 502 D	Cojinete suspensión	Bronce	2
4	VEB PTF 501 D	Brazo suspensión	Acero 1045	1
3	- - - - - - -	T. Hex 0.250 in x 1.50 in	Acero	6
2		Chassis	Acero	1
1	VEB EMR 500 D	Ensamble motoreductor	Varios	1
Item	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad

Fig. 5. 7 Motor eléctrico + reductor planetario (dimensiones en pulgadas)

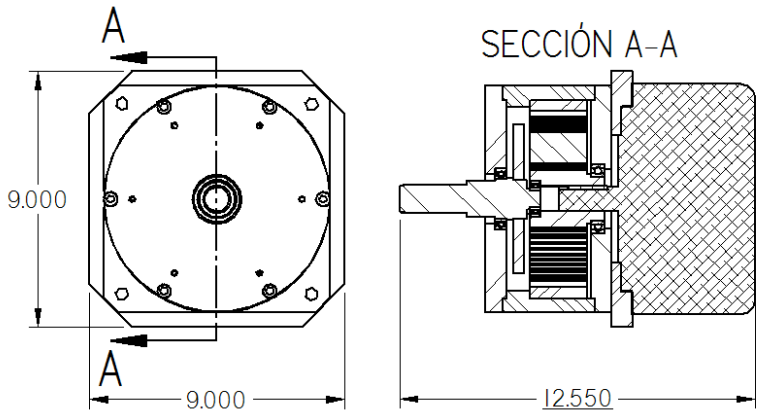


Fig. 5. 8 Motor eléctrico + reductor planetario

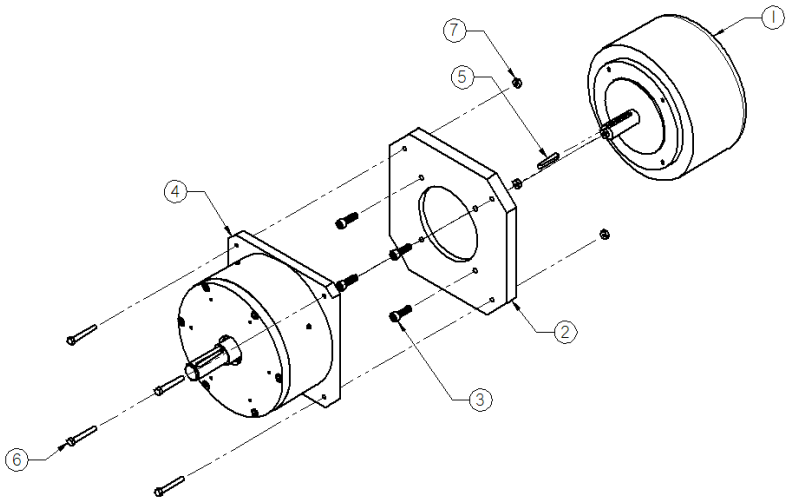


Tabla 5. 11 Lista de partes motor eléctrico + reductor planetario

7	- - - - - - -	Tuerca 0.250 in	Acero	4
6		TCH 0.25 x 1.75	Steel	4
5		Cuña motor		1
4	VEB ERE 500 D	Ensamble reductor		1
3		TSH M8 x 25 mm		4
2	VEB PTF 520 D	Acoplamiento motor	Nylon blanco	1
1	HPM5000B	BLDC Motor	Aluminum, 1060	1
item	Documento	Título	Material	Cantidad

Fig. 5. 9 Arreglo general del reductor planetario: vistas frontal, derecha e isométrico (dimensiones en pulgadas)

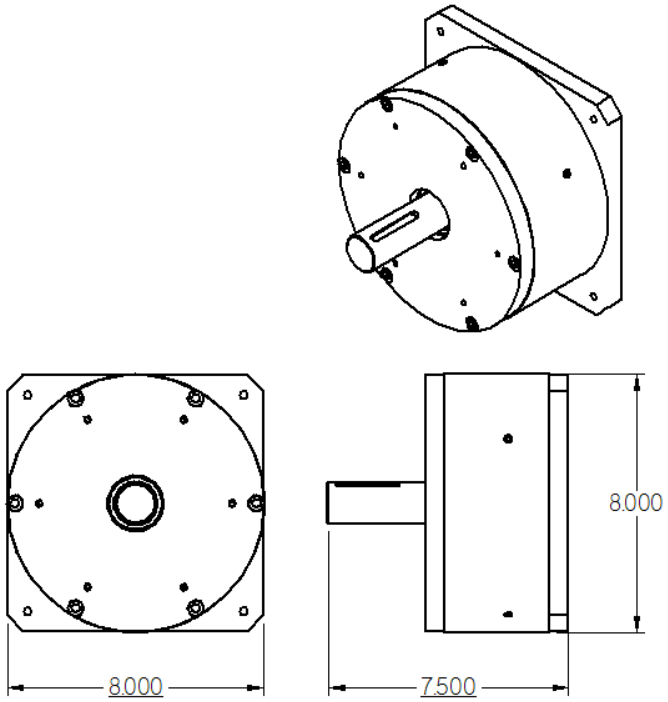


Fig. 5. 10 Explosivo reductor planetario

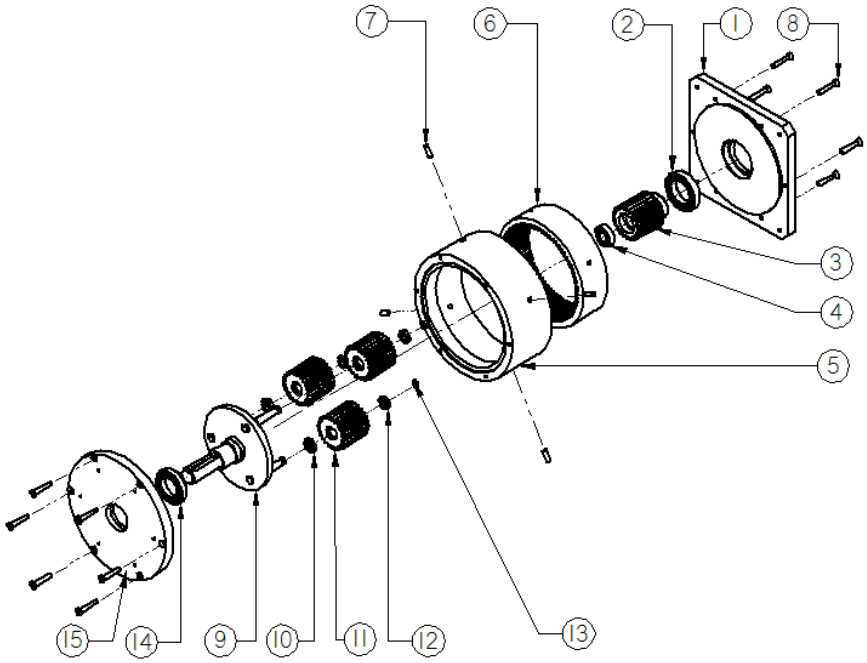
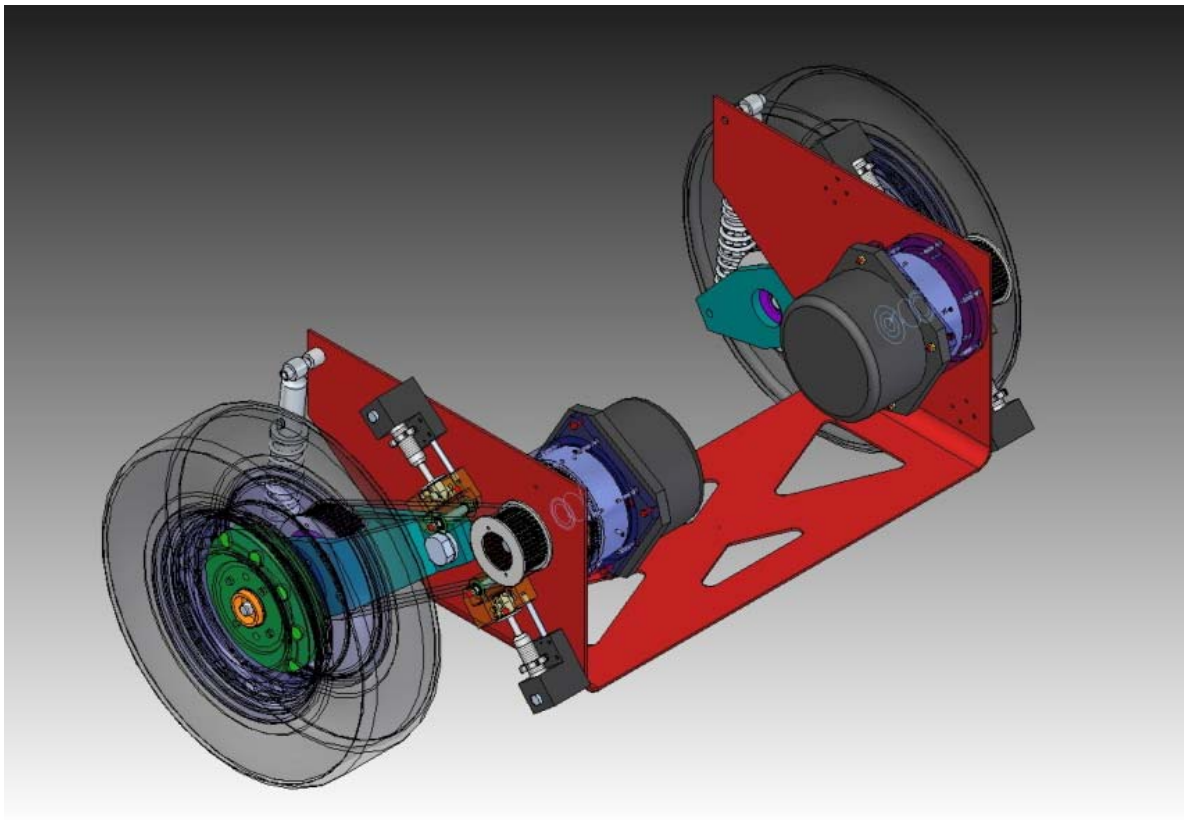


Tabla 5. 12 Lista de partes reductor planetario

15	VEB PRE 506 D	Tapa reductor	Nylon blanco	1
14	61907	rodamiento d35 D55 B10 mm		1
13	s73hw2-100-037	A. de retención D10 mm	Acero	3
12	61800	rodamiento d10 D19 B5 mm		3
11	VEB PRE 505 D	Engrane planeta	Nylon blanco	3
10	61801	rodamiento d12 D21 B5 mm		3
9	VEB EPP 500 D	Porta planetas		1
8		TCP 0.25 x 1.5	Acero	12
7	P 0.25x 0.7	Prisionero 0.25 in x 0.75 in	Acero	4
6	VEB PRE 504 D	Engrane corona	Nylon blanco	1
5	VEB PRE 503 D	Carcasa	Nylon blanco	1
4	6002	rodamiento d15 D32 B9 mm		1
3	VEB PRE 502 D	Engrane sol	Nylon blanco	1
2	61908	rodamiento d40 D62 B12 mm		1
1	VEB PRE 501 D	Base reductor	Nylon blanco	1
Item	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad

Capítulo 7. Resultados



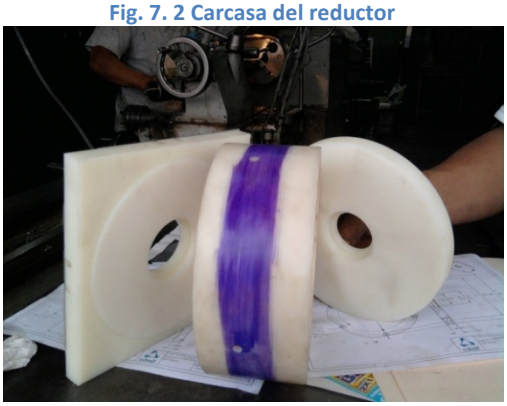
7.1 Fabricación y compra de componentes

Se muestra en la figura 7.1 la fabricación de la barra de engrane que una vez cortada formará los engranes del reductor de la transmisión rígida.

Fig. 7. 1 Fabricación barra de engrane

Se muestra en la figura 7.2 las partes que conforman a la carcasa realizadas a partir de un tubo de nylon de 8 pulgadas de diámetro y tapas fabricadas a partir de placa de nylon de ¾ de pulgada.

Fig. 7. 2 Carcasa del reductor



En la figura 7.3 se tienen las flechas de salida de los reductores fabricadas a partir de barra de 1 ¼ pulgadas de acero AISI 1045.

Fig. 7. 3 Flechas de salida de los reductores

Para comprobar que no hubiera interferencias con los dientes de los engranes se hizo un pre-ensamble, mostrado en la figura 7.4, de tal modo se tuvo que los engranes se acoplaron satisfactoriamente.

Fig. 7. 4 Presentación del conjunto de engranes

En esta etapa se decidió que se fabricaran las poleas de tiempo en material de nylon en lugar de comprar las poleas de aluminio en la búsqueda de una reducción principalmente del peso. Para ver la viabilidad del cambio de material se realizó un análisis de fuerzas a un diente de la polea y después se determinó la resistencia y deformación con ayuda del método de elemento finito a un cuarto de polea dentada, ver el anexo III, los planos para la fabricación de las poleas dentadas se encuentran en el anexo II, se tiene en el lado izquierdo de la figura 7.5 el diagrama de las fuerzas que actúan sobre la polea dentada y del lado derecho la distribución de esfuerzos en un diente de la polea dentada.

Fig. 7. 5 Análisis de resistencia para las poleas dentadas

7.2 Ensamble

En la figura 7.6 se muestra una de las dos ruedas motrices, detrás de la rueda se tiene la transmisión por banda y poleas síncronas. Se obtuvo un tiempo de ensamble aproximado de 2 hrs de las 22 partes principales del sistema motriz.

El mantenimiento mayor que consiste en cambio rodamientos, cambio de flecha de flecha de arrastre o sustitución de transmisión y tensores lleva alrededor de una hora y el mantenimiento menor que consiste en cambio de frenos, cambio de la banda y chequeo general lleva alrededor de 30 minutos.

Fig. 7. 6 Ensamble sistema de tracción

7.3 Análisis en modo de fallo y sus efectos

Este tipo de análisis es una forma de evaluar el diseño ya que al final se obtienen valores puntuales de índice de riesgo que nos agrupa en un solo número con que tanta frecuencia se puede tener un fallo y la importancia de la consecuencia del fallo, así mismo con el rango de valores de índice de riesgo da una acción a seguir en el diseño.

Los pasos a seguir en este análisis es la definición de los sistemas y en qué elementos se unen, le sigue una descripción del funcionamiento de todo el conjunto y a continuación se piensa en que pasaría si fallase un elemento, con qué tanta frecuencia podría ocurrir y cuál sería la importancia del fallo, se le asigna un número a la frecuencia y a la importancia, ambos números mediante una tabla nos dan un índice de riesgo, dependiendo el rango en que se encuentre el índice de riesgo se tendrá una acción a tomar.

Definición del producto en términos del sistema
Funciones objetivo

Sistema motriz: Proporciona mediante dos motores trifásicos de corriente directa la fuerza motriz capaz de mover todos los elementos de transmisión de movimiento; los dos motores trabajando en conjunto logran la navegación del vehículo al hacer que este vire a la derecha o izquierda

Sistema de transmisión de movimiento: Transmite y transforma las características de par y velocidad entregada por el motor eléctrico a las características deseadas en las ruedas motrices, a la salida proporciona el arrastre al sistema de giro.

Sistema de arrastre giro: Sostiene a la rueda y le permite girar

Subsistema de frenado: Proporciona una fuerza opositora al movimiento de las ruedas

Sistema de suspensión: Evita el daño de los componentes por las imperfecciones del camino, lográndose un manejo confortable

Sistema estructural: Proporciona soporte y rigidez a los elementos del sistema motriz, es una base y la unión con el chasis

Limites

- Sistema motriz y sistema de transmisión: cuña y tornillos
- Sistema de transmisión y sistema estructural: tornillos
- Transmisión rígida y flexible: cuña
- Transmisión y sistema de giro: flecha de arrastre
- Sistema de giro y sistema de frenado: pastillas
- Sistema estructural y suspensión: flecha de brazo basculante y tornillos del amortiguador
- Sistema de control y motores: cables, flecha del motor

Subdivisión del sistema por funciones

La flecha de uno de los motores proporciona movimiento al engrane de entrada de un reductor tipo planetario, tres dientes del engrane mueven tres engranes planetas que apoyados en la corona del arreglo ruedan, estos tres engranes unidos a un plato portaplanetas mueven la flecha de salida del reductor planetario; el reductor planetario está unido al motor mediante un plato adaptador que

permite tener un reductor tipo *gearhead*, el conjunto moto-reductor está unido al chasis mediante 6 tornillos, en la flecha de salida del reductor se tiene una polea dentada motriz que mueve mediante una banda a otra polea dentada conducida, la polea conducida tiene montada una flecha estriada "de arrastre" apoyada en dos rodamientos cónicos que proporcionan el movimiento a la masa del sistema de giro; la polea conducida, el sistema de giro, el sistema de frenado y la rueda se encuentran montados sobre un brazo basculante que es parte del sistema de suspensión. El brazo al subir o bajar en los baches o topes del camino provoca que se destense la banda en distinto grado, por lo que tensores proporcionan la tensión de manera dinámica; el sistema de frenado es del tipo *disco*: las zapatas del caliper montado sobre el brazo basculante presionan el disco de frenado que se encuentra unido a la masa

Identificación de modos y efectos potenciales de fallo

En la tabla 7.1 Se presentan los modos y efectos potenciales de fallo, en la tabla 7.2 y 7.3 se tiene la consecuencia y la frecuencia del daño

Tabla 7. 1 Modos y efectos de fallo, F: frecuencia, C: Consecuencia e I.R. Índice de riesgo

Función	Modo de fallo	Consecuencia	Efecto secundario	F	C	I. R.
Arrastre	Falla en la cuña de motor – transmisión Sistema de transmisión	Pérdida de tracción en una rueda	Si no se compensa con la rueda con tracción, el vehículo se irá a la derecha o la izquierda	D	III	14
Soporte	Fallo en tornillos Sistema de transmisión y sistema estructural	Pérdida de tracción en una rueda	Si no se compensa con la rueda con tracción, el vehículo se irá a la derecha o la izquierda	E	III	17
Arrastre	Falla en la cuña Transmisión rígida y flexible	Pérdida de tracción en una rueda	Si no se compensa con la rueda con tracción, el vehículo se irá a la derecha o la izquierda	D	III	14
Arrastre	Falla en la flecha estriada Transmisión y sistema de giro	Pérdida de tracción en una rueda	Si no se compensa con la rueda con tracción, el vehículo se irá a la derecha o la izquierda	D	III	14
Tracción	Fallo en la flecha de la suspensión y tornillos Sistema estructural y de suspensión	Incremento en el par requerido.	El vehículo virará a la izquierda o la derecha según sea el caso	D	III	14

Tabla 7. 2 Frecuencia de fallo

Frecuencia de fallo		
Descripción	Nivel	Operación
Frecuente	A	Es probable que ocurra con frecuencia
Probable	B	Puede ocurrir varias veces durante la operación
Ocasional	C	Puede ocurrir alguna vez
Posible	D	Es poco probable que ocurra
Improbables	E	Tan poco probable que puede decirse que no va a ocurrir

Tabla 7. 3 Consecuencia del fallo

Consecuencia de la ocurrencia del fallo		
Descripción	Categoría	Operación
Catastrófico	I	Fallo completo del sistema y/o peligro muy grave para el usuario
Critico	II	Graves daños en el sistema y/o peligro grave para el usuario
Marginal	III	Daños menores en el sistema y/o bajo riesgo para el usuario
Aceptable	IV	Daños poco importantes, no hay riesgo para el usuario

El índice de riesgo es un número que combina la consecuencia y la frecuencia del fallo en un solo número (tabla 7.4), lo más indeseable es una consecuencia catastrófica frecuente equivalente a un índice de riesgo de 1.

Tabla 7. 4 Índice de riesgo

Frecuencia	Consecuencia de fallo				
		I	II	III	IV
	A	1	3	9	13
	B	2	5	7	16
	C	4	6	11	18
	D	8	10	14	19
	E	12	15	17	20

Tabla A4. 5 Evaluación del índice de riesgo

Índice de riesgo	criterio
1 a 5	inaceptable
6 a 9	indeseable
10 a 17	aceptable con revisión en el diseño
18 a 20	aceptable sin revisión en el diseño

De la evaluación del índice de riesgo se tienen valores de 14 y 17 por lo que la recomendación es que se debe hacer una revisión en el diseño.

7.4 Pruebas y especificaciones

La obtención de la especificaciones se basará en las pruebas que realiza el **NEV America***: Neighborhood Electric Vehicle technical specification* del departamento de energía de Estados Unidos, los datos que se busca obtener son presentados en la tabla 7.1, algunos datos ya se incluyen. Las pruebas principales que se realizarán son:

- Medición del tiempo que se tarda en llegar el vehículo sin carga de una velocidad de 0 a 32 km/h con pendientes de 0%, 3% y 6%.
- Velocidad máxima a la que puede llegar el vehículo sin carga a 0% de pendiente.
- Pendiente máxima que puede subir el vehículo con carga partiendo de 0 km/h.

- Distancia máxima que puede recorrer el vehículo sin carga

Tabla 7. 1 Especificaciones para el vehículo eléctrico

Desempeño					
Tiempo requerido para acelerar de 0-32 [km/h] a 0% de pendiente a **CW**				5*	s
Tiempo requerido para acelerar de 0-32 [km/h] a 3% de pendiente a **CW**				7*	s
Tiempo requerido para acelerar de 0-32 [km/h] a 6% de pendiente a **CW**				11.5*	s
Velocidad máxima a 0% de pendiente a **CW**				60*	km/h
Pendiente máxima a **GVWR** partiendo de 0 [km/h]				25 @ 10 km/h*	%
Rango a velocidad constante de 32 [km/h] a **CW**					km
Baterías					
Fabricante	LTH				
Modelo	L-29DC-210				
Tipo	Plomo-Acido				
Descripción	Ciclado profundo				
Numero de baterías requeridas			6 + 1		
Tipo de arreglo			Serie (6)		
Voltaje de batería (individual)				12	VDC
Voltaje de arreglo (total)				72	VDC
Peso de batería (individual)				28.65	kg
Peso de arreglo (total)				200.55	kg
Capacidad amp-hr				115	Ah
Capacidad reserva	210	min @		25	A
Capacidad de batería a 100% de **DoD** del fabricante, 1 hr promedio					Ah
Capacidad de batería a 100% de **DoD** del fabricante, 3 hrs promedio					Ah
Potencia de batería a 100% de **DoD** del fabricante, 1 hr promedio					Wh
Potencia de batería a 100% de **DoD** del fabricante, 3 hrs promedio					Wh
Tiempo probable de vida útil de batería promedio a **DoD**					
50% **DoD**					ciclos
80% **DoD**					ciclos
Tiempo requerido para recargar el arreglo de baterías desde **DoD** del fabricante					
50% **DoD**					ciclos
80% **DoD**					ciclos
Máxima PDD recomendada		%			Ah
Cargador					
Fabricante					
Modelo					
Tipo					
Descripción					
Ubicación					
Eficiencia del cargador a carga promedio					%
Voltajes de entrada del cargador					VAC
Factor de potencia de entrada de cargador a carga promedio					%
Distorsión armónica total de entrada de cargador a carga promedio					%
Corriente máxima del cargador a potencia promedio					A

Motor					
Fabricante	Golden Motor				
Modelo	HPM5000B				
Tipo	High power **BLDC** motor 72V (**BLDC** *Brushless Direct current*)				

Tabla 7. 2 Especificaciones para el vehículo eléctrico (continuación)

Descripción	Diseño compacto, resistente al agua, eje de acero inoxidable				
Ubicación	Delantera				
Numero de motores requeridos				2	
Eficiencia promedio	87.6		% @	3.113	kW
Rango de operación				6000	RPM
Máxima potencia intermitente	n/d		kW por	n/d	min
Máxima potencia continua				7.5	kW
Tipo de enfriamiento	Ventilador de enfriamiento interno				
Controlador					
Fabricante	Golden Motor				
Modelo	HPC500A				
Tipo y fase	PMSM motor de tres fases con sensor de efecto Hall				
Descripción	Fusible, lectura de temperatura, muestreado de alta corriente cada nanosegundo				
Ubicación	Delantera				
Rango de voltaje de entrada				72	V
Corriente de salida máxima				500	A
Eficiencia promedio	85		% @	170	A
Método usado para limitar la descarga de batería máxima			n/d		
Transmisión					
Fabricante	Centro de Diseño e Innovación Tecnológica, UNAM				
Tipo	Por etapas				
Descripción	Reductor planetario + transmisión por banda				
Reducción				6.5	
Frenos					
Tipo frontal	De disco				
Tipo posterior	Tambor				
Llantas					
Fabricante	Tornel				
Modelo	America Selecta 82S				
Descripción	Rin 13				
Tamaño y perfil	175/70				
Presión	30 PSI	delantera	32 PSI	trasera	psi
Capacidad de carga				470	kg
Suspensión					
Tipo frontal	Brazo articulado con amortiguador hidráulico y resorte helicoidal.				
Tipo posterior	Brazo articulado con amortiguador hidráulico tipo perno Strut PS y resorte helicoidal.				
Dirección					
Tipo	Por cable				
Descripción	Diferencia de velocidad en llantas delanteras controlado				

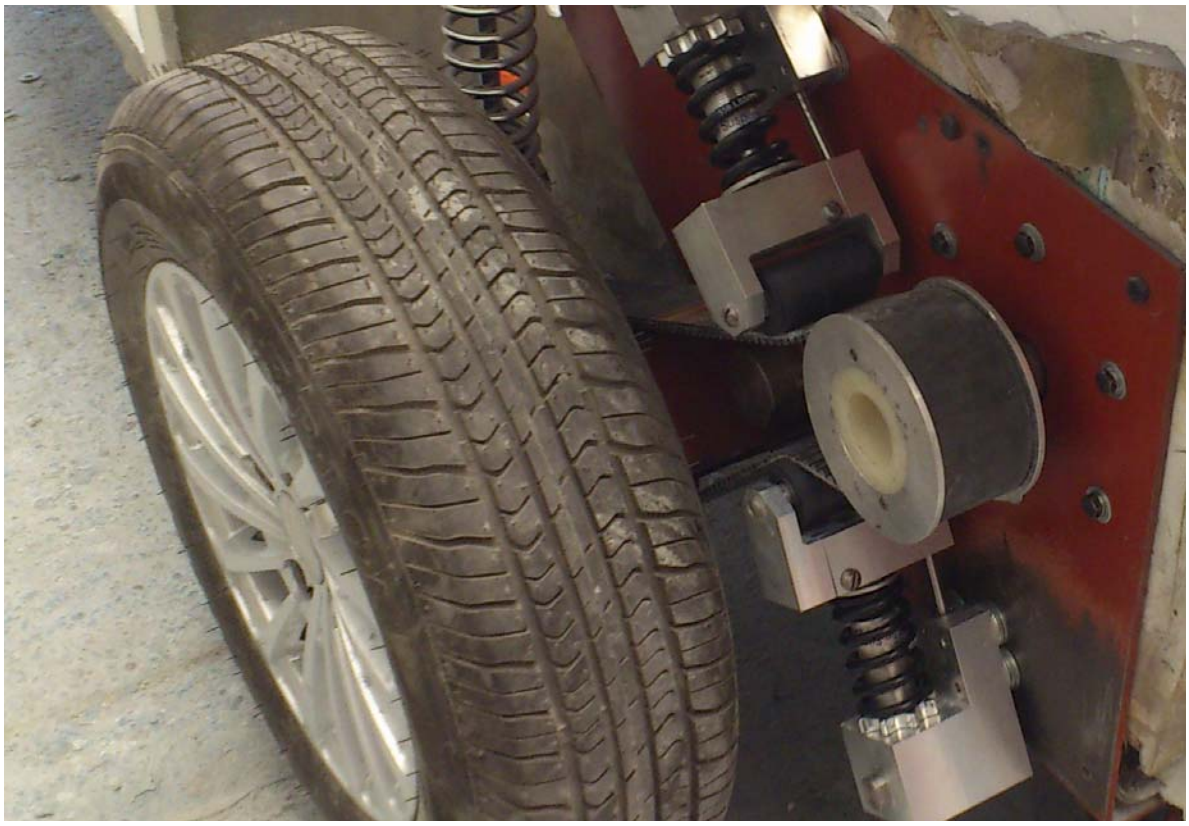
	electrónicamente
Fabricante	Centro de Diseño e Innovación Tecnológica, UNAM
Fuente de energía	Eléctrica
Potencia promedio	n/d

CW: $Curb\ Weight$: Peso del vehículo con el equipo estándar y todos los fluidos necesarios para su funcionamiento, sin carga y sin pasajeros.

GVWR: $Gross\ Vehicle\ Weight\ Ratio$: Peso del vehículo con el equipo estándar y todos los fluidos necesarios para su funcionamiento, con carga y con pasajeros.

DoD: $Deep\ of\ Discharge$: Indica el estado de carga, 100% cargado y 0% descargado.

Capítulo 8. Conclusiones y trabajo a futuro



Conclusiones

Las especificaciones que se esperan obtener del sistema de tracción son: potencia de 6.4 kW, par de salida de 224.2 Nm, velocidad crucero de 365 RPM (2180 RPM en el motor) para llevar una masa de 570 kg a 40 km/h, velocidad máxima de 545 RPM (3270 RPM en el motor) para llevar una masa de 570 kg a 60 km/h en un espacio de 31.5 x 25 x 20 in^3 (0.8 x 0.635 x 0.508 m^3) y un peso de aproximadamente 44 kg.

El usar una combinación de transmisión flexible y transmisión rígida dio como resultado un sistema de bajo peso y poco espacio.

Una ventaja que muestra el sistema es la flexibilidad que brinda la posibilidad de reconfigurarse sin la necesidad de hacer modificaciones severas, por ejemplo, se podría cambiar la transmisión por banda dentada por una transmisión por cadena, o se podría cambiar la orientación del motor reductor para hacer un sistema más compacto.

Otra ventaja que se tiene es que el sistema de tracción tiene la virtud de poderse aplicar a otros vehículos de más de dos ruedas motrices por lo que cumple con la tendencia de evolución tecnológica.

El sistema de tracción y la configuración en el vehículo eléctrico podría ser aplicable a un vehículo robótico donde se requiere alta maniobrabilidad ya que el vehículo es capaz de girar sobre su propio eje.

En el desarrollo del sistema las premisas de la filosofía de diseño ayudaron como una buena forma de evaluar desde la selección de propuestas hasta la selección de componentes.

Trabajo a futuro

Se recomienda el rediseño del brazo basculante con el objetivo de que pese menos sin comprometer la resistencia y principalmente con el objetivo de que se eliminen los tensores dinámicos, si el eje del brazo basculante y el eje de la polea motriz coinciden o si se encuentran cercanos la tensión de la banda se debe de mantener, se propone una configuración con una flecha hueca para el basculante de tal modo que pueda atravesar el eje de salida del reductor.

Con el fin de mejorar el tiempo de mantenimiento se propone un elemento intermedio entra la transmisión rígida (reductor) y la transmisión flexible para que se pueda desacoplar el reductor sin la necesidad de quitar la banda y la polea motriz.

Referencias

- **Introducción**

[I.1]Anderson Curtis and Judy, "Electric and hybrid cars a history", E.U.A, 2010, McFarland, second edition, 267 P

[I.2]Iqba lHusain,"*Electric and Hybrid Vehicles: Design Fundamentals*", E. U. A, 2008, CRC Press, 270 P.

[I.3]Davis, Nicole, "Mexico City Vehicle Activity Study", 2004, International Sustainable Systems Research

[I.4]http://www.proteanelectric.com/news/0/company-news/12/volvo-recharge-delivers-exceptional-performance/22/news_events.html, Protean electric, company news, feb. 2010

[I.5] http://www.emoteq.com/Products/Series.aspx?s=49, Allied Motion

[I.6]http://www.siemens.com/press/en/presspicture/?press=/en/pp_cc/2007/02_feb/sosep200702_25_%28mt_special_mobility%29_1434292.htm, Siemens press releases, feb. 2007

- **Capítulo 1. Antecedentes**

[1.1]http://origin.porsche.com/uk/pictures/picture-of-the-week-semper-vivus-1900, Picture of the Week: Semper Vivus (1900)

[1.2]http://www.cartype.com/pages/5483/lohner-porsche_semper_vivus__1900, Lohner-Porsche Semper Vivus: 1900, Cartype: "A Museum of automobile typography", Chicago, Illinois, USA.

[1.3]Anderson Curtis and Judy, "Electric and hybrid cars a history", E.U.A, 2010, McFarland, second edition, 267 P

[1.4]Chan, C.C, "The state of the art of electric and hybrid vehicle's, Proceedings of IEEE, Vol. 90 Issue 2 Feb. 2002, pp. 247 -275

[1.5]http://evworld.com/article.cfm?storyid=1268, Professor Carmona's electric "Bug"

[1.6]http://www.gemcar.com/ global electric motorcars, Fargo, North Dakota USA 2011

[1.7]http://rc-autopilot.de/wiki/index.php/Electric_Vehicle

[1.8]http://www.mitsubishi-motors.com/corporate/about_us/technology/environment/e/miev.html

[1.9] zapworld.com

[1.10] toyota.com

[1.11] evi-mex.com

[1.12] revaindia.com

[1.13] bluecar.fr

[1.14] tele-sun.com

[1.15] kasam.com.mx

[1.16] think.no

[1.17] eco-car.net

[1.18] nicecarcompany.co.uk/

[1.19] zilentmexico.com

[1.20] ecovehiculos.com

[1.21] melexargentina.com

[1.22] carybus.com

[1.23] carybus.com

[1.24] carybus.com

[1.25] carybus.com

- **Capitulo 2. Análisis dinámico del vehículo**

[3.1] Larminie, J. "Electric Vehicle Technology Explained", John Wiley and Sons, 2003, 304 pp.

- **Capítulo 4 Diseño Conceptual**

[4.1]http://www.marsm-a.com, Motors and Armatures, Inc., NY USA

[4.2]http://www.perm-motor.de, Perm Motor GmbH, Schönau, Germany

[4.3]http://goldenmotor.com, Golden Motor Technology Co. Ltd, Changzhou Jiangsu, China

[4.4]http://www.adcmotors.com, Advanced Motors and Drives, A Kinetek Company, East Syracuse NY, USA

[4.5] http://www.kaydonbearings.com/turntables.htm, Kaydon Corporation Inc. Bearings Division, Michigan, USA

- **Capítulo 5 Diseño de detalle**

[6.1]Mechanical design handbook, Chapter 21 Gearing

[6.2]Boston Gear, "Open gearing Catalog", USA, 2006.

- **Apéndice I. Investigación de motores**

[A1.1]GIERAS Jacek F., Wing Mitchell, "*Permanent Magnet Motor Technology*", Marcel Dekker, second edition, USA, 2002

[A1.2]www.newmotech.com , New Motor Technology Co. Ltd, Korea

[A1.3]Electric motor handbook, Chapter 6 Permanent Magnet-Synchronous (Brushless) Motors, J.Kirtley

[A1.4]Electric motor handbook, Chapter 8 Other Types of Electric Motors and Related Apparatus, J.Kirtley

[A1.5]http://www.apexdrivelabs.com/brushless-DC-motor-technology.html, Apex Drive Laboratories Inc.

[A1.6]Electric motor handbook, Chapter 8 Other Types of Electric Motors and Related Apparatus, J.Kirtley

Bibliografía

- Davis, Nicole, "Mexico City Vehicle Activity Study", 2004, International Sustainable Systems Research

- Larminie, J. "Electric Vehicle Technology Explained", John Wiley and Sons, 2003, 304 pp.

- Chan, C.C, "The state of the art of electric and hybrid vehicle's, Proceedings of IEEE, Vol. 90 Issue 2 Feb. 2002, pp. 247 -275

- MOTT, Robert L. "Diseño de elementos de máquinas", cuarta edición, Pearson educación, México 2006, 872 P.

- Boston Gear, "Open gearing Catalog", USA, 2006.

- Martin, sprocket and gear, inc. "Catalogo 1090", México, 1995

- NORTON, Robert L., "Diseño de máquinas", México, 1999, Ed. Prentice-Hall, pag 994.

- Shigley, J. E., "Diseño en Ingeniería Mecánica", Mc Graw Hill., México, 6ta edición, 2002,

- Anderson Curtis and Judy, "Electric and hybrid cars a history", E.U.A, 2010, McFarland, second edition, 267 P.

- Gijs Mom, "*The Electric Vehicle: Technology and Expectations in the Automobile Age*", E.U.A. 2004, The Johns Hopkins University Press, 440 P.

- Hodkinson and Fenton, "*Lightweight Electric/Hybrid Vehicle Design*", EUA 2001 Society of Automotive Engineers Inc., 253 P.

- Iqba lHusain,"*Electric and Hybrid Vehicles: Design Fundamentals*", E. U. A, 2008, CRC Press, 270 P.

- GIERAS Jacek F., Wing Mitchell, "*Permanent Magnet Motor Technology*", Marcel Dekker, second edition, USA, 2002

- BEATY, H. Wayne, Kirtley, James L., "*Electric Motor Handbook*", Mc Gracw Hill USA 1998

- STAUNTON R. H. et al, "*PM Motor Parametric Design Analyses dor a hybrid electric Vehicle Traction Drive Application-Final Repor-*" 2004, OAK Ridge National Laboratory

- http://www.evworld.com/syndicated/evworld_article_1268.cfm

- Siemens VDO Automotive's electronic wedge brake, http://www.siemens.com/press/en/presspicture/?press=/en/pp_cc/2007/02_feb/sosep200702_25_%28mt_special_mobility%29_1434292.htm

- http://www.solarnavigator.net/lynch_motor.htm

- Electric Auto Association www.eaaev.org

Anexo I

In Wheel Motor, etraction.com, 2009

1.16 Motores de alto par y baja velocidad para aplicaciones en vehículos eléctricos (EV)

Para aplicaciones de bajo mantenimiento y sin alimentación de rotor se utilizan motores con imanes permanentes **[A1.1]**

Los motores de imanes permanentes se clasifican en:

- Motores DC con conmutación
- Motores DC sin escobillas (*brushless*)
- Motores AC síncronos

La investigación se centra en motores DC sin escobillas (por su bajo mantenimiento y porque se tiene densidad de flujo constante), se señalan algunas ventajas:

- Las pérdidas de potencia ocurren en el estator donde las condiciones de transferencia de calor son buenas, en consecuencia la densidad de potencia puede ser aumentada en comparación con los motores DC con conmutación.

- Se tienen mejoras considerables en la dinámica que pueden ser alcanzadas porque la densidad de flujo magnético en el entrehierro son altas, el rotor tiene una baja inercia y no hay limitaciones de corriente dependientes de la velocidad.

- 40 % menos volumen en comparación con un motor con conmutación para una misma clasificación

Se han desarrollado 3 tipos de tecnologías de motores para aplicaciones de alto par y baja velocidad

1. Motores de flujo radial con imanes permanentes y rotor externo **RFPM** (*Radial flux permanent magnet machine*).

2. Motores de flujo axial con imanes permanentes **AFPM** (*Axial flux permanent-magnet machine*).

3. Motores de flujo transversal **TFPM** (*Transverse flux permanent magnet machine*).

A continuación se describe el principio de funcionamiento, ventajas y desventajas para cada uno

1. Motores de flujo radial con imanes permanentes y rotor externo RFPM

Para aprovechar la ventaja de que a mayor brazo de palanca se tiene mayor par, se coloca el rotor en el lado exterior del motor (como se puede ver en la figura A1.1), con esto se aumenta significativamente el par del motor, a costo de reducirse la velocidad, además como la superficie

aumenta, el número de bobinas y de imanes permanentes aumenta, se aumenta las fuerzas tangenciales en la superficie del rotor, aumentándose aún más el par entregado.

Fig. A1.2 Motor de flujo radial con rotor externo (DDM1de Newmotech [A1.2])

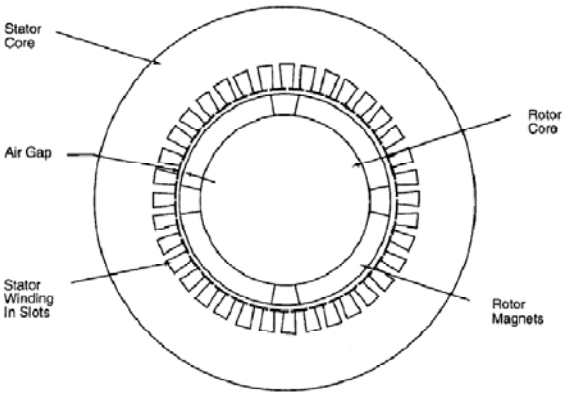
Existen tres configuraciones **[A1.3]**:

a) Máquinas de imanes en la superficie.
b) Máquinas con imanes interiores o máquinas concentradoras de flujo.
c) Máquinas con alambrado de armadura en el entrehierro.

a) Motor con imanes en la superficie.

Son de construcción sencilla ya que los imanes se encuentran montados sobre una flecha de acero (pegados o con un elemento que retenga los imanes).

Fig. A1.3 Motor con imanes en la superficie



La densidad del flujo magnético en la brecha de aire es casi la misma que en los imanes.

Con imanes permanentes de alto desempeño la densidad de flujo remanente puede estar en el orden de 1.2 Tesla y en la brecha de aire la densidad de flujo de trabajo puede estar en el orden de 1 Tesla.

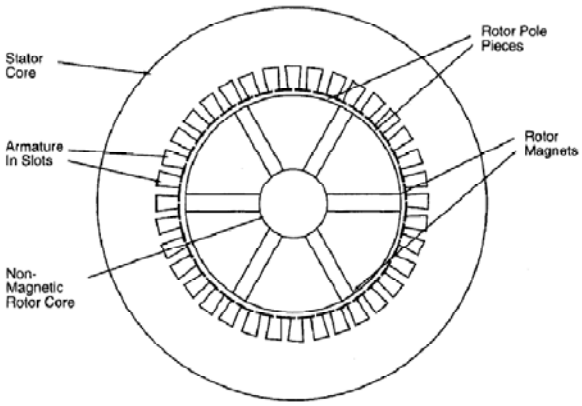
En este diseño los imanes se encuentran realmente en el entrehierro y por lo tanto están expuestos a la armonía de tiempo y espacio de la MMF[10] del alambrado del estator. Debido a que algunos imanes permanentes tienen conductividad eléctrica (en especial los de alto desempeño), cualquier campo asíncrono tiende a producir corrientes de eddy y por lo tanto pérdidas en los imanes.

b) Motor con imanes interiores o máquinas concentradoras de flujo

El diseño de concentrador de flujo permite que la densidad de flujo en la brecha de aire sea más alta que la densidad de flujo en los imanes mismos.

Hay un cierto grado de protección de los imanes de los campos armónicos de espacio de orden alto de las zapatas magnéticas.

Fig. A1.4 Motor concentrador de flujo



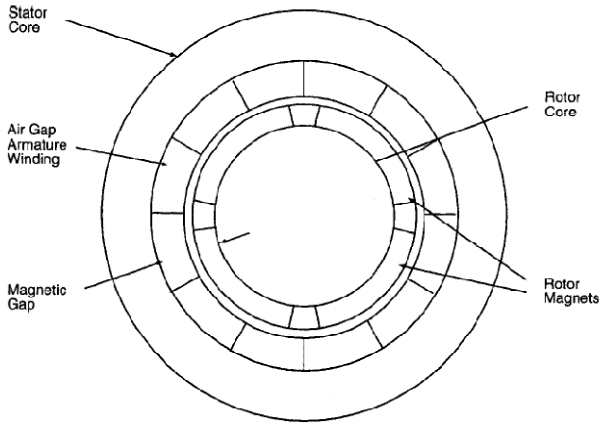
Los imanes permanentes están orientados de tal forma que su orientación es azimutal. Están localizados entre trozos de material magnético (piezas polares) en el rotor. El flujo pasa a través de esos trozos, y va de forma radial a la brecha de aire y luego acimutalmente a través de los imanes. El núcleo central del rotor no debe ser magnético para prevenir el corto circuito de los imanes.

c) Motores con alambrado de armadura en la brecha de aire

Toman ventaja del hecho que lo materiales modernos de imanes permanentes tienen muy baja permeabilidad por lo que los campos magnéticos producidos son relativamente insensibles al tamaño del entrehierro de la máquina. Es posible eliminar los dientes del estator y usar toda la periferia de la brecha de aire para el alambrado.

[10] Capacidad para producir flujo magnético

Fig. A1.5 **Motor con alambrado de armadura en la brecha de aire**



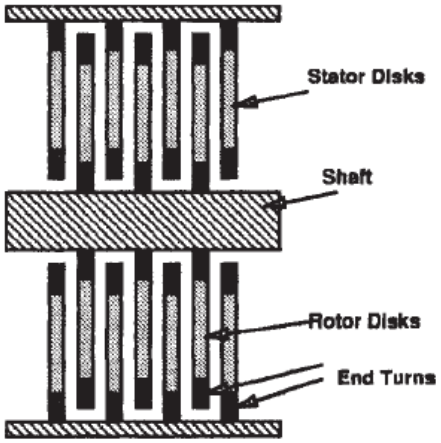
El uso de un alambrado en el entrehierro permiten: economizar la construcción, permite nuevas formas de alambrado de la armadura tales como el alambrado helicoidal, la eliminación del par de no corriente (*torque cogging*[11]) y la densidad de potencia alta (posiblemente).

2. Motores de flujo axial (AFPM - Axial flux permanent magnent motor)

Son frecuentemente llamadas máquinas del tipo disco porque sus elementos activos tienen forma de disco. Su característica es tener un flujo multi-polar en dirección axial y corriente radial [**A1.4**].

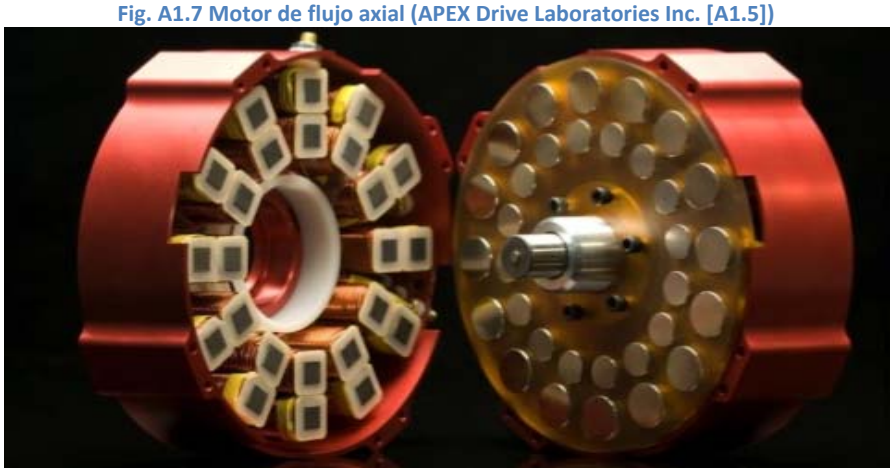
Una característica muy interesante de las máquinas de flujo axial es que ellas pueden tener múltiples parejas de discos inter-actuantes como se muestra en la figura A1.5, por lo que la máquina AFPM es ideal para diseñar una máquina modular en la cual el número de los módulos es ajustable para los requerimientos de potencia o de par.

Fig. A1.6 Multiplicidad de discos rotores y estatores en el motor de flujo axial



[11] *Cogging torque* es el par debido a la interacción entre los imanes permanentes del rotor y las ranuras del estator de la máquina de imanes permanentes. Es conocido también por *detent torque* o *no current torque.*

Fig. A1.7 Motor de flujo axial (APEX Drive Laboratories Inc. [A1.5])



El par por unidad de volumen relativo para las dos morfologías de máquinas (radial y de flujo axial) son casi la misma (4/9 y ½ son casi el mismo valor), pero el motor de flujo axial usa casi todo su volumen de manera activo. Las máquinas AFPM tienen una relación de mayor diámetro a la longitud en comparación que las máquinas RFPM. En tanto el diámetro exterior del núcleo crezca, será más grande el número de polos que pueden ser acomodados, lo que hace que la máquina AFPM una selección apropiada para operación de alta frecuencia u operación de baja velocidad.

El motor de flujo axial de imanes permanentes es una alternativa atractiva al motor de flujo radial debido a su forma de panqué, construcción compacta y alta densidad de potencia. Esos motores son adecuados en vehículos eléctricos, bombas, válvulas de control, centrifugadoras, ventiladores, máquinas herramientas, robots y equipo industrial. También son llamados motores de tipo disco, pueden ser diseñados como máquinas de lado doble o lado sencillo con o sin ranuras de la armadura con rotores de imanes permanentes internos o externo, con montaje superficial o interior.

A medida que la potencia de salida de los AFPM se incrementa, la superficie de contacto entre el rotor y la flecha se vuelve más pequeña. debe tener atención en el diseño de la unión mecánica de la fecha y el rotor, ya que es la principal causa de falla en los motores de disco.

En algunos casos, los rotores son embebidos en componentes de transmisión de potencia para optimizar el volumen, masa, transferencia de potencia y tiempo de ensamble. Para vehículos eléctricos con construcción de motor en la rueda se obtiene un sencillo sistema conductor electromecánico con alta eficiencia y bajo costo.

La mayoría de las aplicaciones usan los motores de flujo axial en corriente directa y sin escobillas. Para los motores de disco sin escobillas, los *encoders*, *resolvers* u otro sensor de posición del motor es un parte vital.

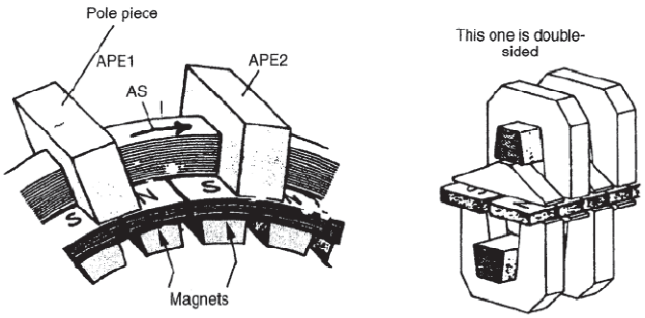
En el diseño y análisis de AFPM la topología se complica por la presencia de dos entrehierros, las fuerzas elevadas de atracción axial, cambio de dimensiones con el radio y el hecho de que el par es producido sobre un radio continuo (no sobre el radio constante).

El rotor de disco de imanes permanentes debe ser cuidadosamente construido para tener una adecuada integridad mecánica. Esto se logra enlatando el ensamble magnético del rotor con una cubierta de acero no magnético. El incremento en la brecha de aire debido a la cubierta de acero (1.2 mm) debe ser compensada incrementando el espesor de los imanes permanentes (2 mm)[12].

3. Motores de flujo transversal (TFM)

La característica típica de una TFM es que la trayectoria del flujo magnético tiene partes donde el flujo es transversal al plano de rotación y el alambrado en forma de anillo en el estator en el cual la dirección de la corriente corresponde a la dirección de movimiento del rotor. Este diseño se dirige a una estructura en la cual el diseño del circuito magnético se vuelve casi independiente del diseño del circuito eléctrico. Así mismo, existe la posibilidad de llegar a valores grandes de par incrementando el número de pares de polo sin afectar los parámetros del circuito eléctrico. Además la ausencia de vueltas al final del embobinado resulta en pérdidas de cobre reducidas, lo cual es una de las mayores ventajas para la estructura de esta máquina **[A1.6]**.

Fig. A1.8 Geometría de Motor de flujo transversal



La fig. A1.7 muestra dos variaciones en la configuración. La versión más simple es una máquina de fase sencilla (típicamente, las fases múltiples son colocadas en diferentes anillos). La corriente es llevada en una bobina circular, enlazando el flujo con un anillo de imanes permanentes.

Acoplados a las puntas de los núcleos en forma C (que van que van a lo largo de la bobina) están los pares de imanes permanentes que dirigen el flujo alrededor de cada núcleo.

Los imanes etiquetados “S” son puestos detrás de la bobina con imanes ”N”. Los dos imanes son unidos por debajo con un elemento de hierro de retorno. La corriente indicada en la bobina llevara flujo magnético descendiente en las patas de los núcleos, atrayendo los polos “S” y proveyendo par en la dirección de las manecillas de reloj.

[12]GIERAS Jacek F., Wing Mitchell, “*Permanent Magnet Motor Technology*”, second edition, USA, 2002

Una versión de dos fases de la misma máquina puede ser hecha usando núcleos tanto arriba como abajo, alternando con los elementos de retorno de flujo. Dos bobinas circulares conducirían corriente en una relación de fase de cuadratura.

El rotor puede ser diseñado de tal forma que sea interno o externo. Existen máquinas de fase sencilla o multi-fase, dependiendo del número de alambrados del estator independientes, el alambrado del estator es montado axialmente a la flecha de la máquina. La estructura puede ser modificada con el uso de 4 pistas. El número de pistas está relacionado con el número de entrehierros activos.

Particularmente para máquinas de baja velocidad, el uso de paso polar corto tiene sus ventajas. Esto reduce la longitud de arco requerida y la profundidad del hierro de retorno en el circuito magnético Por otro lado, las máquinas de paso polar corto relativamente requieren una gran magnetización MMF debido a que todos los polos deben ser excitados.

Las máquinas de flujo transversal descritas intentan tomar ventaja de su configuración de paso corto para reducir el puente de corriente en una máquina. Esto se logra distorsionando el circuito magnético (alargándolo considerablemente). Además se usan imanes permanentes para proveer los requerimientos de un MMF grande.

1.17 Patentes

En la tabla A1.1 se resume la investigación que se realizó para las patentes sobre in wheel motor's, se señala cual es la innovación para cada patente.

Tabla A1.1 patentes *wheel motor's*

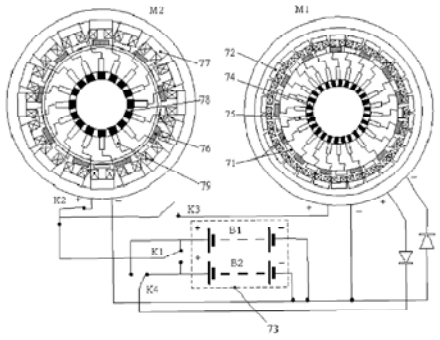
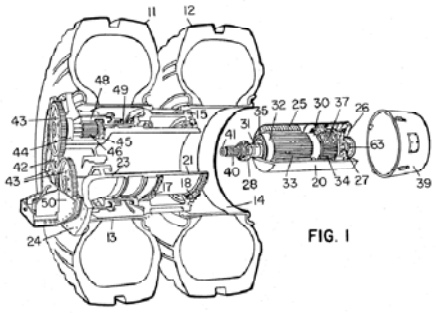
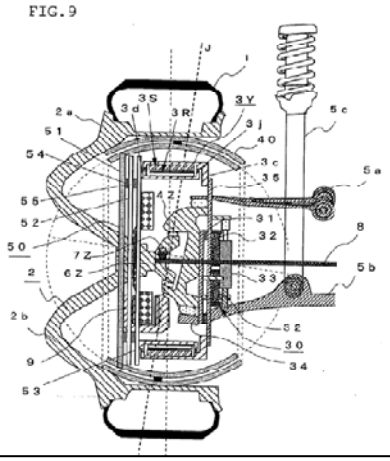
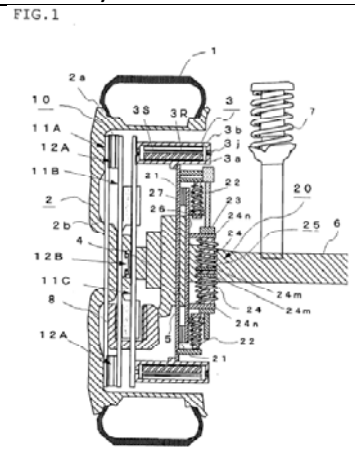
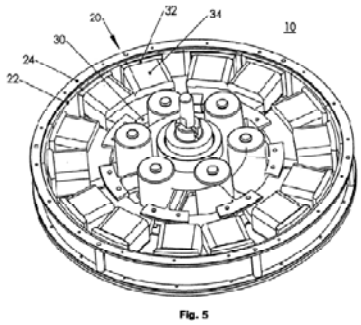
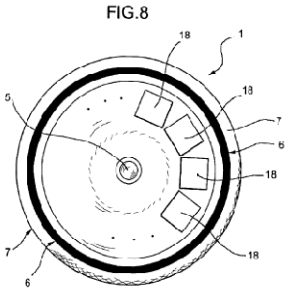
Nombre	Innovación	Diagrama
All wheel drive vehicle	Propone que todas las ruedas sean motrices, una(s) en el funcionamiento en arranque y otra(s) en velocidad crucero	
Electric wheel with removible motor	Además de poderse remover el motor, se cuenta con un engranaje planetario	 FIG. 1
In Wheel Motor system for a steering wheel	Incluye un motor para el sistema de dirección	 FIG. 9

Tabla A1.2 patentes *wheel motor's* (continuación)

In wheel motor system	Incluye un sistema de suspensión	
Method for manufacturing adaptive machines	Mejoras en manufactura y ensamble, además de ser una máquina que se adapta a las condiciones de operación	
Wheel motor	Cuenta con paneles fotovoltaicos	

Las patentes presentan distintos niveles de innovación, algunas en cuanto a la interacción de otros sistemas como lo son las que incluyen un sistema de dirección, sistema de suspensión o inclusive potencia, otras patentes tienen innovación a un nivel más avanzado presentan la característica de ser adaptables al tipo de funcionamiento por lo que la innovación se acerca más al control y al circuito eléctrico.

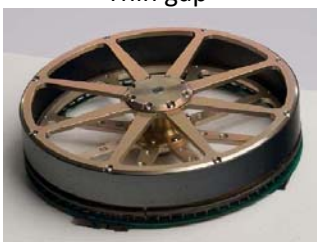
1.18 *In - wheel Motors* en el mercado

Se presentan los in-wheel motors encontrados en la investigación y además se presentan algunos motores con aplicación *direct drive* y uso en vehículos eléctricos.

Tabla A1.2 Fabricantes de *In-wheel motor*'s

Fabricante	Características	Especificaciones
PML Flightlink **EW Series wheel motor** http://www.pmlflightlink.com/	• Capacidad de sobrecarga para alta aceleración. • Conmutación de 12 pasos para desempeño suave. • Alta eficiencia. • Resistente al agua IP65 • Resistente a sobrecalentamiento. • Montaje para rin estándar. • Relación de alta potencia y peso.	• Par pico a rotor bloqueado: 36-640 Nm • Par cont. a rotor bloqueado: 9 - 160 Nm • Rango de potencia: 1350 W (1.8 HP) – 14400 W (19.3 HP) • Rango de velocidad: 1500 – 900 • Diámetro: 5.9 – 12.4 in • Velocidad mínima en el diámetro externo: 42.1 – 53.6 km/h
PML Flightlink HI-Pa Drive www.proteanelectric.com	• Integra el motor y el controlador en una sola unidad. • Frenado regenerativo. • Rango de velocidad amplio. • Freno de mano (opcional). • Rodamientos de alta duración.	• Par (máx.): 350 – 750 Nm • Velocidad: 2000 RPM • Potencia: 40 – 120 kW • Peso: 18 – 25 kg • Alimentación: 400 vdc - 200 A • Diámetro: 16 in • Ancho: 6 in
Electric corner module tm4 electromechanical system www.tm4.com	• Utilizado en trenes motrices diesel hibrido • Con el controlador brinda capacidades AWD al vehículo • Motor de rotor externo	• Potencia continuo: 15 kW • Par máximo: 300 Nm • Potencia máxima: 30 kW
e-Traction www.e-traction.com	• Motor de rotor externo	• Par máx. @ velocidad cero [Nm]: 400 • Par nominal @ 90 km/hr [Nm]: 200 • Par @ velocidad máxima [Nm]: 129 • Carga nominal [kg]: 1000 • Diámetro de la llanta: 25 in • Diámetro: 18 in • Ancho: 10 • Peso: 50 kg • Pot. Nominal: 28 kW • Sellado IP: 54 • Alimentación: 144 Vdc

Tabla 3. 2 Fabricantes de *In-wheel motor*'s (continuación)

Iskra In wheel electric drive www.iskra-ae.com	• Motor eléctrico síncrono de 3 fases de imanes permanentes sin escobillas • Motor de rotor externo	• Masa del motor [kg]: 5 • Diámetro exterior [in]: 8.7 • Longitud axial [in]: 3.2 • Par nominal [Nm]: 20 • Potencia nominal [kW]: 2 • Par pico de corto tiempo [Nm]: 100 • Eficiencia promedio [%]:>85
New Generation Motors Corporation **SMC 150** www.ngmcorp.com	• Para aplicaciones en vehículos de celdas solares • Mecanismo de *gap* variable para cambiar la constante de par • Motor de flujo axial	• Potencia pico: 7.5 kW • Potencia continua @ Vnom: 3.75 kW • Velocidad @ potencia pico: 1300 RPM • Velocidad sin carga: 1700 RPM • Par máximo @ 125 ARMS: 135 Nm • Vnom: 96 & 48 V • Peso: 20 kg
Thin gap  TG8260 www.thingap.com	• Motor de anillo (ring motor) de corriente directa sin escobillas	• Par continuo: 3.81 – 4.16 • Velocidad continua: 3840 – 960 RPM • Corriente: 25.8 – 7.8 A • Voltaje: 72 Vdc • Potencia: 1534 – 419 W • Corriente pico: 104 – 27 A • Diámetro: 8.38 in • Ancho: 1.55 in
Apex Drive Laboratories, Inc. DD31w www.apexdrivelabs.com	• Motor de imanes permanentes sin escobillas • Motor de flujo axial	• Diámetro: 340 mm • Ancho: 156 mm • Peso: 37 kg • Alimentación: 240 – 450 V,DC • Par continuo: 126 Nm • Potencia continua: 31.3 kW • Par máximo: 576 Nm • Potencia máxima: 46 kW • Eficiencia: 90 %

La investigación pone de manifiesto el avance que se tiene en los motores de altas prestaciones.

Anexo II

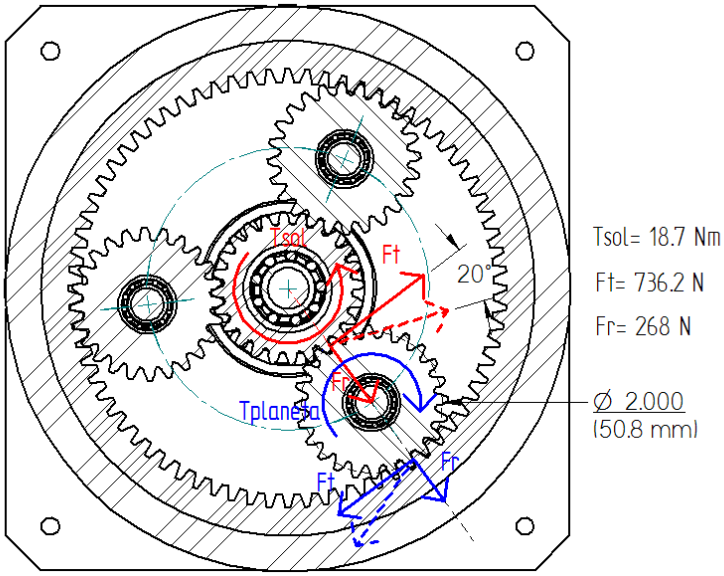
Alegoría del progreso, 1950
Piroxilina sobre masonite
56 x 75 cm.
Cortesía Galería de Arte Mexicano

1. Análisis de fuerzas

TRANSMISIÓN RIGIDA

La siguiente figura muestra la interacción de las fuerzas en los dientes de los engranes del reductor

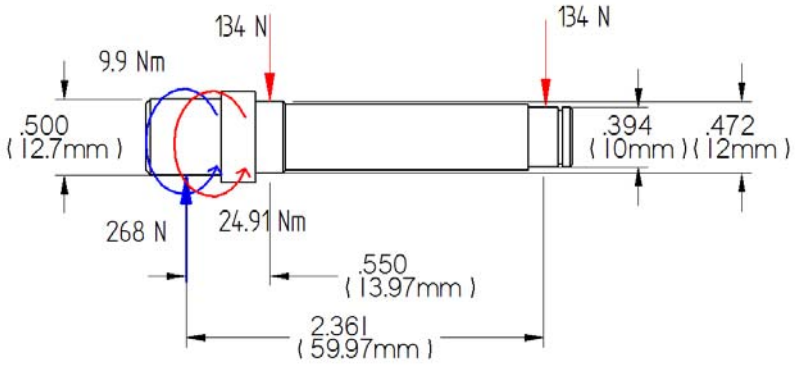
Fig. A2. 1 Interacción de fuerzas en los engranes del reductor



Con el análisis de fuerzas se calcula la resistencia de materiales para los componentes del reductor

- **Flecha portaplaneta**

Fig. A2. 2 Diagrama de cuerpo libre de flecha portaplaneta



Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$M: Magnitud\ del\ momento\ a\ flexión\ en\ la\ seccción$

$I: Momento\ de\ inercia\ del\ área\ transversal\ con\ respecto\ a\ su\ eje\ neutro$

$c: Distancia\ del\ eje\ neutro\ a\ la\ fibra\ más\ alejada, en\ la\ sección\ transversal\ de\ la\ viga$

$$M = Fd$$

$$M = 9.9\ Nm$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi[12.7x10^{-3}m]^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{[9.9\ Nm][6.35x10^{-3}m]}{[1277x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\sigma = 49.23\ MPa$$

Esfuerzo por torsión

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

$T: Par\ de\ torsión$

$c: Radio\ de\ la\ superficie\ externa\ del\ eje$

$J: Momento\ polar\ de\ inercia$

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi[12.7x10^{-3}m]^4}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{[24.91\ Nm][6.35x10^{-3}m]}{[2553.96x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\tau_{max} = 61.93\ MPa$$

Esfuerzo por cortante

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

$$F: Fuerza\ de\ corte$$

$$A_s: Área\ de\ corte$$

$$A_s = \pi r^2$$

$$A = \pi[6.35x10^{-3}]^2$$

$$\tau = \frac{[268\ N]}{[126.7x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau = 2.82\ Mpa$$

Tensión uniaxial combinada con cortante torsional

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{49.23}{2}\right]^2 + [2.82 + 61.93]^2}$$

$$\tau_{max} = 69.28\ Mpa$$

Tabla A2. 1 Resultados del análisis de la flecha portaplanetas

Material	Esfuerzo de cedencia	Factor de seguridad
AISI 1018 Steel, cold drawn	370	5.34
AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round	530	7.65
AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round	655	9.45

- **Rodamientos flecha de los engranes planeta**

Tabla A2. 2 Requerimientos para el rodamiento de la flecha portaplaneta

Dato	Valor	Unidades
Carga radial	134	N
Velocidad	5000	RPM

Se seleccionan rodamientos de bolas debido a las características de la carga (radial) y el tamaño de los rodamientos de acuerdo a la interacción con las flechas de los planetas y el tamaño de los engranes y el ensamble

a) Rodamiento 61800

Tabla A2. 3 Datos de Rodamiento 61800

Dato	Valor	Unidad
D	10	mm
D	19	mm
T	5	mm
Capacidad de carga dinámica C	1.38	kN
Capacidad de carga estática C0	0.565	kN
Carga limite de fatiga Pu	0.025	kN
Velocidad de referencia	-----	RPM
Velocidad limite	22000	RPM
Peso	0.0055	kg

Se tiene un factor de seguridad de 10.29

b) Rodamiento 61801

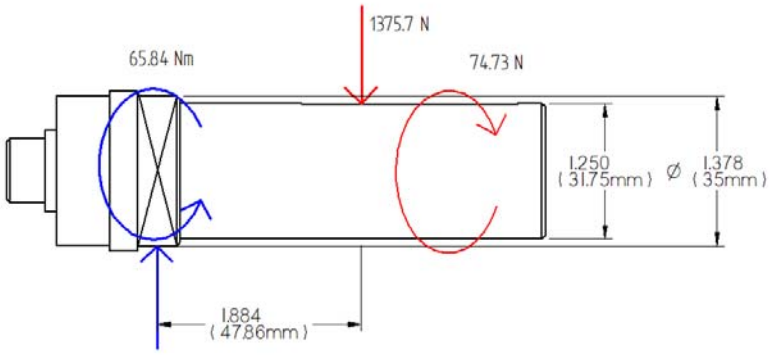
Tabla A2. 4 Datos de Rodamiento 61801

Dato	Valor	Unidad
D	12	mm
D	21	mm
T	5	mm
Capacidad de carga dinámica C	1.43	kN
Capacidad de carga estática C0	0.67	kN
Carga limite de fatiga Pu	0.028	kN
Velocidad de referencia	7000	RPM
Velocidad limite	22000	RPM
Peso	0.0063	kg

Se tiene un factor de seguridad de 10.67

- **Flecha de salida**

Fig. A2. 3 Diagrama de cuerpo libre de la flecha de salida



Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$M: Magnitud\ del\ momento\ a\ flexión\ en\ la\ seccción$$

$$I: Momento\ de\ inercia\ del\ área\ transversal\ con\ respecto\ a\ su\ eje\ neutro$$

$$c: Distancia\ del\ eje\ neutro\ a\ la\ fibra\ más\ alejada, en\ la\ sección\ transversal\ de\ la\ viga$$

$$M = Fd$$

$$M = 65.84\ Nm$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi[31.75x10^{-3}m]^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{[65.84\ Nm][15.875x10^{-3}m]}{[49882.11x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\sigma = 20.97\ MPa$$

Esfuerzo por torsión

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

$$T: Par\ de\ torsión$$

$$c: Radio\ de\ la\ superficie\ externa\ del\ eje$$

$$J: Momento\ polar\ de\ inercia$$

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi[31.75x10^{-3}m]^4}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{[74.73\ Nm][15.875x10^{-3}m]}{[99764.22x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\tau_{max} = 11.89\ MPa$$

Esfuerzo por cortante

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

$$F: Fuerza\ de\ corte$$

$$A_s: Área\ de\ corte$$

$$A_s = \pi r^2$$

$$A = \pi[15.875x10^{-3}]^2$$

$$\tau = \frac{[1375.7\ N]}{[791.73x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau = 2.32\ Mpa$$

Tensión uniaxial combinada con cortante torsional

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{20.97}{2}\right]^2 + [11.89 + 2.32]^2}$$

$$\tau_{max} = 17.2\ Mpa$$

Tabla A2. 5 Resultados de análisis de la flecha de salida

Material	Esfuerzo de cedencia	Factor de seguridad
AISI 1018 Steel, cold drawn	370	20.95
AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round	530	30.01
AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round	655	37.09

- **Rodamientos flecha de salida**

Los requerimientos para la selección de los rodamientos son:

Tabla A2. 6 Requerimientos para rodamiento de la flecha de salida

Dato	Valor	Unidades
Carga radial	1375.7	N
Velocidad	1500	RPM

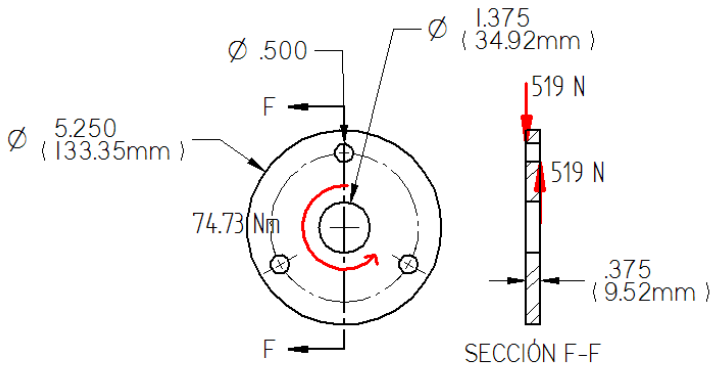
Tabla A2. 7 Datos del rodamiento 61907 – 2RS1

Dato	Valor	Unidad
D	35	mm
D	55	mm
T	10	mm
Capacidad de carga dinámica C	9.56	kN
Capacidad de carga estática C0	6.8	kN
Carga limite de fatiga Pu	0.29	kN
Velocidad de referencia	-----	RPM
Velocidad limite	7500	RPM
Peso	0.080	kg

Se tiene un factor de seguridad de 6.94

- **Plato del portaplanetas**

Fig. A2. 4 Diagrama de cuerpo libre del plato portaplanetas



Se colocan dos fuerzas para producir un momento equivalente de 9.9 Nm transmitido por las flexión en la flecha de los planetas

Esta fuerza provocara un esfuerzo por compresión

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{\pi r}{2}\left(\frac{b}{2}\right)$$

$$A = \frac{\pi[6.35x10^{-3}\ m]}{2}(0.5x10^{-3}\ m)$$

$$\sigma_c = \frac{[519\ N]}{[4.98x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\sigma_c = 104\ MPa$$

Esfuerzo por torsión

Se considera despreciable

Tabla A2. 8 Resultados del análisis del plato portaplanetas

Material	Esfuerzo de cedencia	Factor de seguridad
AISI 1018 Steel, cold drawn	370	3.55
AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round	530	5.09
AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round	655	40.94

- Conjunto portaplanetas

Fig. A2. 5 Análisis del conjunto portaplanetas por medio del método de elementos finitos

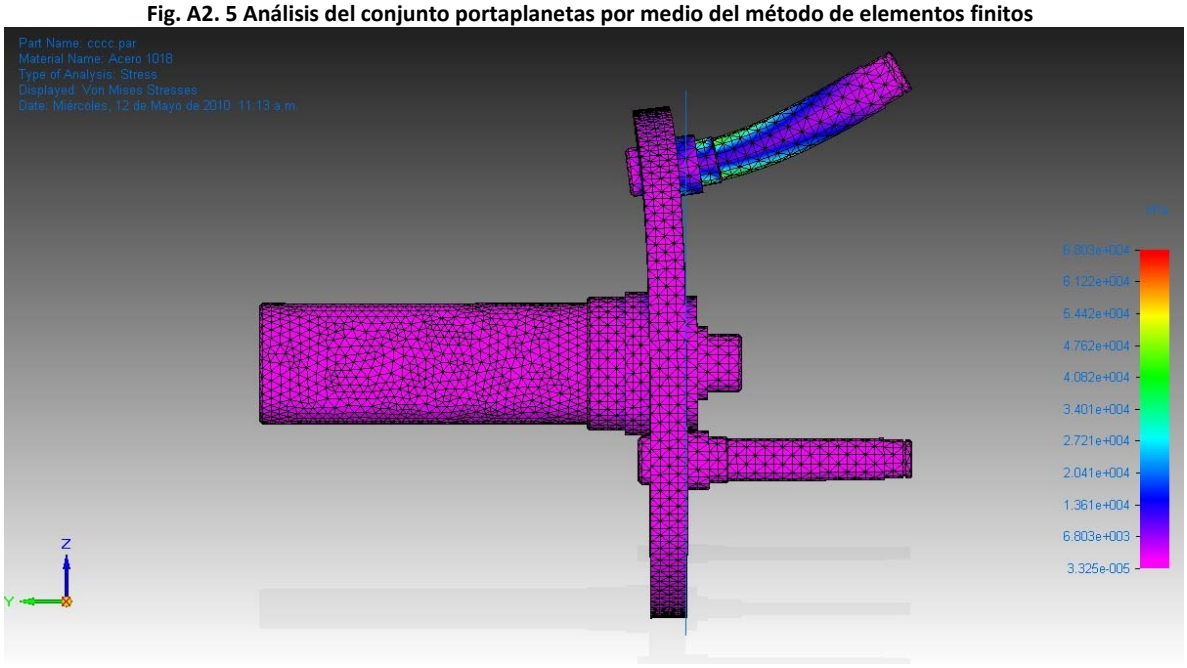
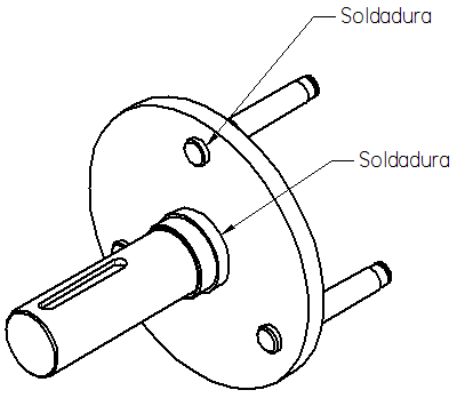


Tabla A2. 9 Resultados del anális

Esfuerzo máximo	68 MPa	

AISI 1018 $\sigma_y = 370\ MPa$	Desplazamiento máximo	$71.9\ \mu m$
	Factor de seguridad	5.439
AISI 1045 $\sigma_y = 530\ MPa$	Desplazamiento máximo	$71.9\ \mu m$
	Factor de seguridad	7.829
Aluminio 6061-T6 $\sigma_y = 276\ MPa$	Desplazamiento máximo	$0.21\ mm$
	Factor de seguridad	4.097

Fig. A2. 6 Portaplanetas



Utilizando soldadura por arco con electrodo 7010 (70 ksi[13] de resistencia o 480 MPa)

Para el punto más crítico de unión entre el plato y la flecha de salida se tiene un esfuerzo máximo de 17.2 MPa, teniéndose sobre la soldadura un factor de seguridad de 27.9

Para el punto más crítico de unión entre el plato y la fleche de cada planeta se tiene un esfuerzo máximo de 104 MPa[14], teniéndose sobre la soldadura un factor de seguridad de 4.61

- **Tornillos para el montaje en el chasis**

[13] Proporcionados por infra (normado por A.W.S.)
[14] Tomado del cálculo por mecánica de sólidos

Fig. A2. 7 Fuerzas debido al peso y al par del conjunto motor - reductor

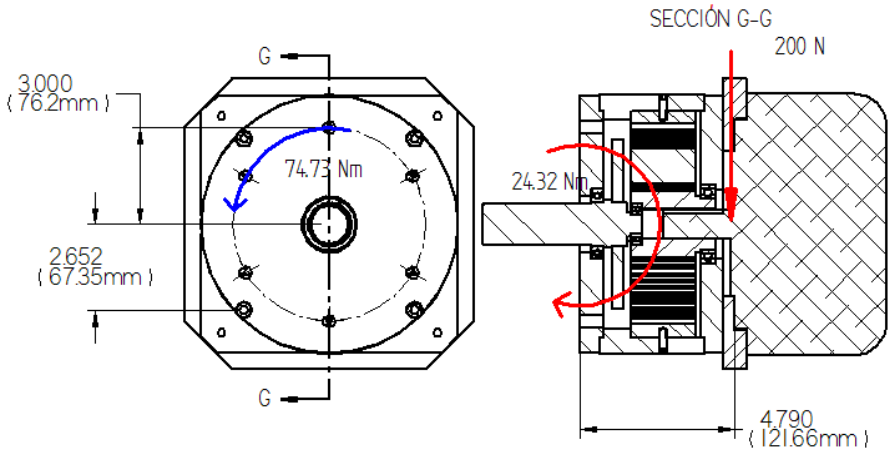
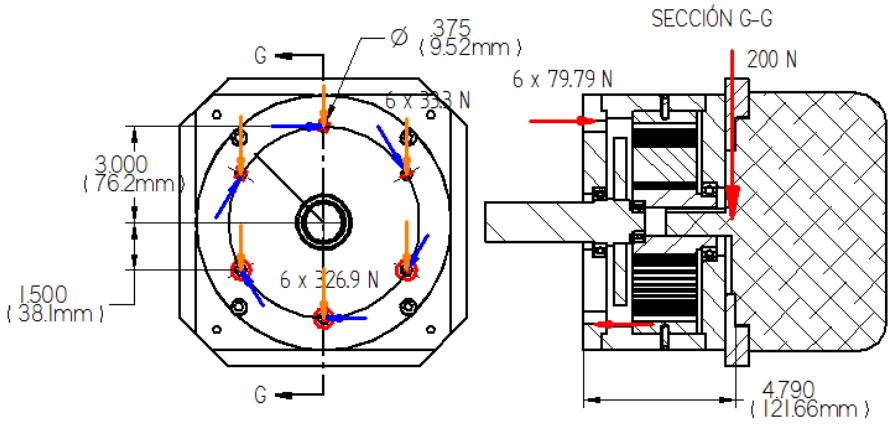


Fig. A2. 8 Equivalencias de las fuerzas debido al peso y al par del conjunto motor - reductor



159.58 N = Carga al 50 %

Grado 8.8 resistencia de prueba 225 MPa

$$\sigma_a = [0.5][225\ MPa] = 112.5\ MPa$$

$$A_t = \frac{carga}{\sigma_a} = \frac{159.58\ N}{112.5\ MPa}$$

$$A_t = 1.4185\ \ mm^2 = 0.0022\ in^2$$

El área de esfuerzo a tensión debe ser mayor a $0.0022\ in^2$
Se escoge dos tornillos de ¼ con área de esfuerzo a la tensión de $0.0318\ in^2$

Esfuerzo cortante vertical

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

$$V: Fuerza\ vertical$$

$$I: momento\ de\ inercia\ de\ la\ sección\ transverdal$$

$$t: espesor\ del\ perfil\ en\ el\ lugar\ donde\ se\ calcula\ el\ esfuerzo\ cortante$$

$$Q: primer\ momento\ con\ respecto\ al\ eje\ centroidal\ del\ área\ de\ la\ sección\ transversal$$

El valor de Q se define como:

$$Q = A_P \bar{y}$$

Donde:

$$A_P = la\ parte\ del\ área\ de\ la\ sección\ arriba\ del\ lugar\ donde\ se\ va\ a\ calcular\ el\ esfuerzo$$

$$\bar{y} = distancia\ del\ eje\ neutro\ de\ la\ sección\ al\ centroide\ de\ área\ A_p$$

Para una sección circular

$$A_p = \pi \frac{[D]^2}{8}$$

$$\bar{y} = 0.212D$$

Fórmulas especiales de esfuerzo cortante para sección transversal en un círculo

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

$$Fuerza\ vertical: V = 33.3\ N$$

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A = \pi \frac{[6.35x10^{-3}\ m]^2}{4}$$

$$\tau_{max} = \frac{4[33.3\ N]}{3[31.67x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau_{max} = 1.40\ MPa$$

Esfuerzo por cortante puro

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

$$F: Fuerza\ de\ corte$$

$$A_s: Área\ de\ corte$$

$$A_s = \pi r^2$$

$$A = \pi[6.35x10^{-3}]^2$$

$$\tau = \frac{[326.9\ N]}{[31.67x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau = 10.322\ Mpa$$

- **Rodamiento engrane sol**

Interacción de las fuerzas de separación de engranes sobre el rodamiento de la flecha de salida

Fig. A2. 9 Fuerzas sobre el rodamiento del sol

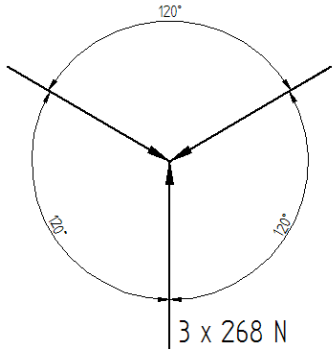


Tabla A2. 10 Requerimientos para el rodamiento del sol

Dato	Valor	Unidades
Carga radial	0	N
Velocidad	5000	RPM

Tabla A2. 11 Datos del rodamiento 61908

Dato	Valor	Unidad
D	40	mm
D	62	mm
T	12	mm
Capacidad de carga dinámica C	13.8	kN
Capacidad de carga estática C0	10	kN

Carga limite de fatiga Pu	0.425	kN
Velocidad de referencia	-----	RPM
Velocidad limite	6700	RPM
Peso	0.12	kg

TRANSMISIÓN FLEXIBLE

El tipo de poleas se seleccionaron por factor de servicio, potencia, velocidad, factor de seguridad, con esto se seleccionaron poleas con las siguientes características

Estableciendo el máximo espacio que podría llevar una rueda de 24 pulgadas (rim de 13 pulgadas), y el espacio del motor de 8.5 in se obtuvo la mínima distancia entre centros para la selección la banda, de tal forma que el motor pudiese ser colocado en distintas posiciones fuera del perímetro definido por la rueda

Fig. A2. 10 Dimensionamiento para la transmisión

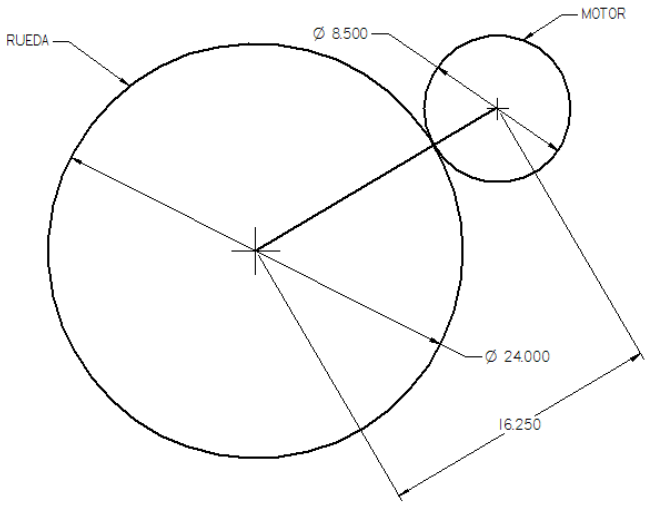


Tabla A2. 12 Especificaciones para las poleas dentadas

Dato	Valor	Unidad
Factor de servicio	1.3	-----
Flecha del motor	7/8	in
Paso	8	mm
Velocidad polea conductora	817.5	RPM
Par polea conductora	149.47	Nm
Potencia	6.4 (8.6)	kW (HP)
velocidad rueda	545	RPM
Par rueda	224.2	Nm

Tabla A2. 13 Poleas seleccionadas

Item	Description

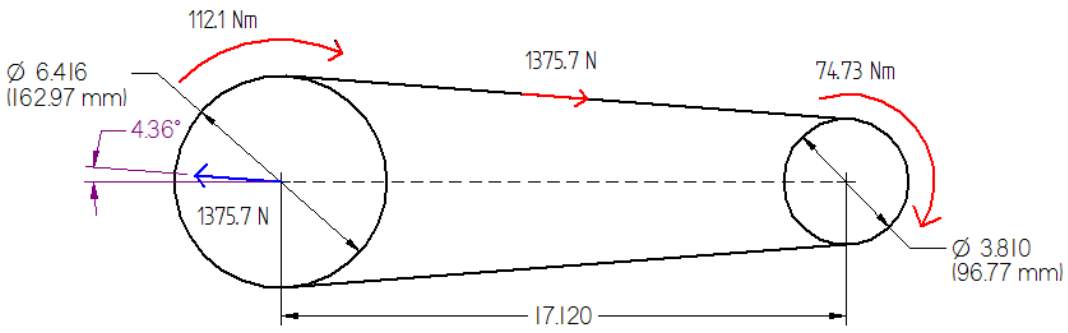
Polea de tiempo: P38-8M-50-SH	Dp: 3.810 in Ancho de diente: 50 mm Peso: 1.364 Material: iron cast
Polea de tiempo: P64-8M-50-SK	Dp: 6.416 in Ancho de diente: 50 mm Peso: 4.4 Material: cast iron
Banda: 1200–8M-50	Distancia entre centros: 17.12 in Ancho: 50 mm Largo: 1280

ARRASTRE Y GIRO

- **Flecha de arrastre**

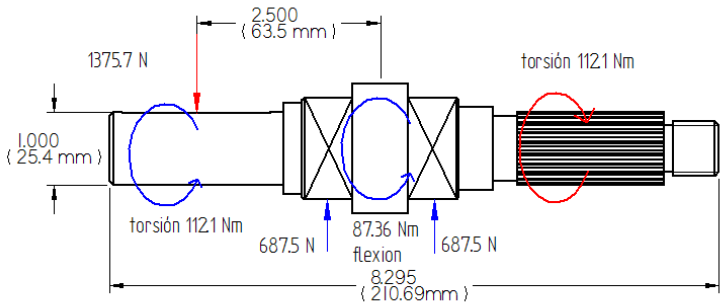
Se realiza un análisis de las fuerzas sobre la transmisión flexible para hacer el diseño de las flechas y chumaceras y la selección de los rodamientos

Fig. A2. 11 Interacción de fuerzas sobre la transmisión flexible



Caso en el que el motor eléctrico está proporcionando movimiento y el vehículo es frenado. La fuerza de reacción es igual a la fuerza tensora sobre la banda, está fuerza produce un momento flexionante sobre la flecha de tracción.

Fig. A2. 12 Diagrama de cuerpo libre de la flecha de arrastre



Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

M: *Magnitud del momento a flexión en la seccción*

I: *Momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro*

c: *Distancia del eje neutro a la fibra más alejada, en la sección transversal de la viga*

$$M = Fd$$

$$M = [1375.7\ N][63.5x10^{-3}m]$$

$$M = 87.36\ Nm$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi[25.4x10^{-3}m]^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{[87.36\ Nm][12.7x10^{-3}m]}{[20431.7x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\sigma = 54.287\ MPa$$

Esfuerzo por torsión

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

$$T: Par\ de\ torsión$$

$$c: Radio\ de\ la\ superficie\ externa\ del\ eje$$

$$J: Momento\ polar\ de\ inercia$$

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi[25.4x10^{-3}m]^4}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{[112.1\ Nm][12.7x10^{-3}m]}{[40863.4x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\tau_{max} = 34.84\ MPa$$

Esfuerzo por cortante

Fórmula especial de esfuerzo cortante para sección transversal en un circulo

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

$$V: Fuerza\ cortante$$

$$V = 1375.7\ N$$

$$A = \pi\frac{D^2}{4}$$

$$A = \pi\frac{[25.4x10^{-3}\ m]^2}{4}$$

$$\tau_{max} = \frac{4[1375.7\ N]}{3[506.7x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau_{max} = 3.62\ MPa$$

Tensión uniaxial combinada con cortante torsional

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{54.287}{2}\right]^2 + [34.84 + 3.62]^2}$$

$$\tau_{max} = 47.08\ Mpa$$

Tabla A2. 14 Resultados del análisis de la flecha de arrastre

Material	Esfuerzo de cedencia	Factor de seguridad
AISI 1018 Steel, cold drawn	370	7.98
AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round	530	11.26
AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round	655	13.91

- **Rodamientos flecha de arrastre**

Tabla A2. 15 Requerimientos para los rodamientos de la flecha de arrastre

Dato	Valor	Unidades
Carga radial	687.5	N
Velocidad	600	RPM

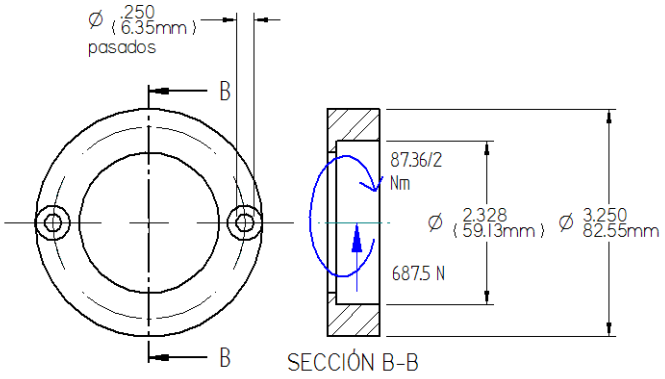
Tabla 2. 16 Datos del rodamiento L68149

Dato	Valor	Unidad
D	34.988	mm
D	59.131	mm
T	15.875	mm
Capacidad de carga dinámica C	33	kN
Capacidad de carga estática C0	44	kN
Pu	4.56	kN
Velocidad de referencia	8000	RPM
Velocidad limite	12000	RPM
Peso	0.17	kg

Se tiene un factor de seguridad de 48

- **Chumacera**

Fig. A2. 13 Diagrama de cuerpo libre de la chumacera del sistema de arrastre



Esfuerzo por flexión

$$M = 87.36\ Nm$$

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi([82.55x10^{-3}\ m]^4 - [59.13x10^{-3}\ m]^4)}{64}$$

$$\sigma = \frac{[87.36\ Nm][41.28x10^{-3}m]}{[1679423.41x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\sigma = 2.15\ MPa$$

Esfuerzo por torsión (en caso de falla)

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

$$T: Par\ de\ torsión$$

$$c: Radio\ de\ la\ superficie\ externa\ del\ eje$$

$$J: Momento\ polar\ de\ inercia$$

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$$J = \frac{\pi([82.55x10^{-3}\ m]^4 - [59.13x10^{-3}\ m]^4)}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{[112.1\ Nm][41.28x10^{-3}m]}{[3358846.82x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\tau_{max} = 1.38\ MPa$$

Esfuerzo por cortante

Fórmula especial de esfuerzo cortante para sección transversal en un círculo

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

$$V: Fuerza\ cortante$$

$$V = 687.5\ N$$

$$A = \pi\frac{(D-d)^2}{4}$$

$$A = \pi\left(\left[\frac{82.55}{2}x10^{-3}\ m\right]^2 - \left[\frac{59.13}{2}x10^{-3}\ m\right]^2\right)$$

$$\tau_{max} = \frac{4[3800\ N]}{3[2606.0x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau_{max} = 0.35\ MPa$$

Esfuerzo sobre los tornillos en la chumacera

1375.7 N = Carga al 50 %

Grado 8.8 resistencia de prueba 600 MPa

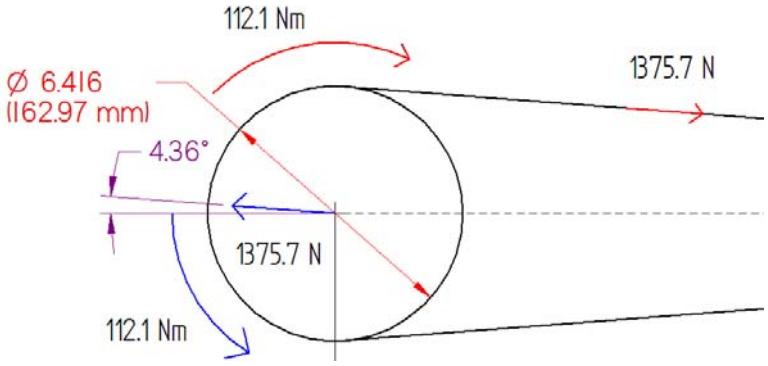
$$\sigma_a = [0.5][600\ MPa] = 300\ MPa$$

$$A_t = \frac{carga}{\sigma_a} = \frac{1375.7\ N}{300\ MPa}$$

$$A_t = 4.58\ mm^2 = 0.007\ in^2$$

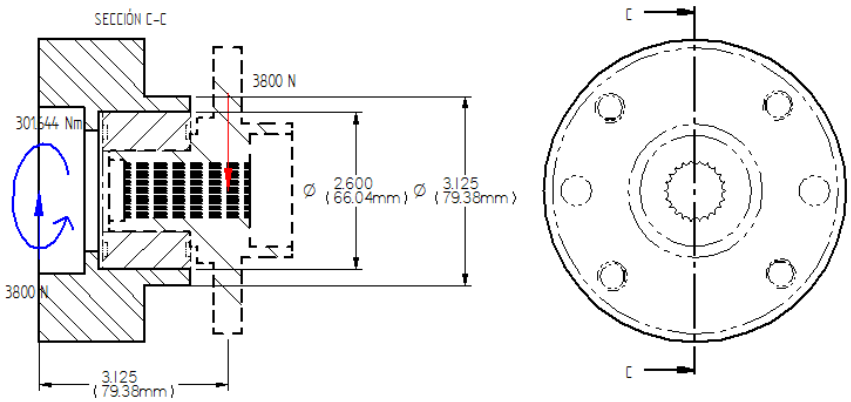
El área de esfuerzo a tensión debe ser mayor a $0.007\ in^2$
Se escoge dos tornillos de ¼ con área de esfuerzo a la tensión de $0.0318\ in^2$ y se posicionan sobre la línea de acción de la fuerza de arrastre de la banda

Fig. A2. 14 Línea de acción de la fuerza de la banda



- **Mango**

Fig. A2. 15 Diagrama de cuerpo libre del mango



Esfuerzo por flexión

$$M = Fd$$

$$M = [3800\ N][79.38x10^{-3}m]$$

$$M = 301.64\ Nm$$

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi([79.38x10^{-3}\ m]^4 - [66.04x10^{-3}\ m]^4)}{64}$$

$$\sigma = \frac{[301.64\ Nm][39.69x10^{-3}m]}{[1015330.7x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\sigma = 11.79\ MPa$$

Esfuerzo por torsión (en caso de falla)

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

$$T: Par\ de\ torsión$$

$$c: Radio\ de\ la\ superficie\ externa\ del\ eje$$

$$J: Momento\ polar\ de\ inercia$$

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$$J = \frac{\pi([79.38x10^{-3}\ m]^4 - [66.04x10^{-3}\ m]^4)}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{[112.1\ Nm][39.69x10^{-3}m]}{[2030661.4x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\tau_{max} = 2.19\ MPa$$

Esfuerzo por cortante

Fórmula especial de esfuerzo cortante para sección transversal en un círculo

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$

$$V: Fuerza\ cortante$$

$$V = 1375.7\ N$$

$$A = \pi \frac{(D-d)^2}{4}$$

$$A = \pi \left(\left[\frac{79.38}{2} x10^{-3}\ m \right]^2 - \left[\frac{66.04}{2} x10^{-3}\ m \right]^2 \right)$$

$$\tau_{max} = \frac{4[3800\ N]}{3[1523.96x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau_{max} = 3.33\ MPa$$

Tensión uniaxial combinada con cortante torsional

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{11.79}{2}\right]^2 + [2.19 + 3.33]^2}$$

$$\tau_{max} = 8.07\ Mpa$$

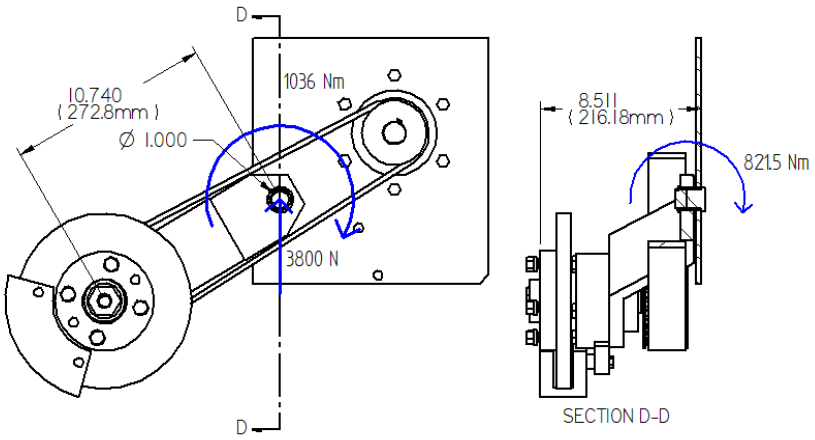
Tabla A2. 17 Resultados del análisis del mango

Material	Esfuerzo de cedencia	Factor de seguridad
AISI 1018 Steel, cold drawn	370	45.83
AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round	530	65.64
AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round	655	81.12

BRAZO DE LA SUSPENSIÓN

- **Flecha del brazo de la suspensión**

Fig. A2. 16 Diagrama de cuerpo libre de la flecha del basculante



Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

M: $Magnitud\ del\ momento\ a\ flexión\ en\ la\ seccción$

I: $Momento\ de\ inercia\ del$ área $transversal\ con\ respecto\ a\ su\ eje\ neutro$

c: $Distancia\ del\ eje\ neutro\ a\ la\ fibra\ más\ alejada, en\ la\ sección\ transversal\ de\ la\ viga$

$$M = Fd$$

$$M = [3800\ N][216.18x10^{-3}m]$$

$$M = 821.5\ Nm$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi[25.4x10^{-3}m]^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{[821.5\ Nm][12.7x10^{-3}m]}{[20431.7x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\sigma = 510.63\ MPa$$

Esfuerzo por torsión

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$

$$T: Par\ de\ torsión$$

$$c: Radio\ de\ la\ superficie\ externa\ del\ eje$$

$$J: Momento\ polar\ de\ inercia$$

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$I = \frac{\pi[25.4x10^{-3}m]^4}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{[1036\ Nm][12.7x10^{-3}m]}{[40863.4x10^{-12}\ m^4]}$$

$$\tau_{max} = 321.98\ MPa$$

Esfuerzo por cortante

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

$$F: Fuerza\ de\ corte$$

$$A_s: Área\ de\ corte$$

$$A_s = \pi r^2$$

$$A = \pi[12.7x10^{-3}]^2$$

$$\tau = \frac{[3800\ N]}{[506.7x10^{-6}\ m^2]}$$

$$\tau = 7.5\ Mpa$$

Tensión uniaxial combinada con cortante torsional

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + {\tau_{xy}}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{510.63}{2}\right]^2 + [321.98 + 7.5]^2}$$

$$\tau_{max} = 416.82\ Mpa$$

Tabla A2. 18 Resultados del análisis de la flecha del brazo de la suspensión

Material	Esfuerzo de cedencia	Factor de seguridad
AISI 1018 Steel, cold drawn	370	0.89
AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round	530	1.27
AISI 4140 Steel, normalized at 870°C (1600°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round	655	1.57

Brazo de la suspensión

Fig. A2. 17 Diagrama de cuerpo libre en el brazo de la suspensión

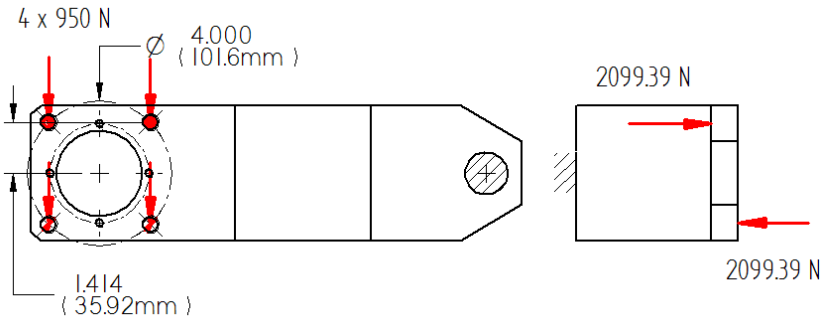


Fig. A2. 18 Análisis de elemento finito del brazo de la suspensión

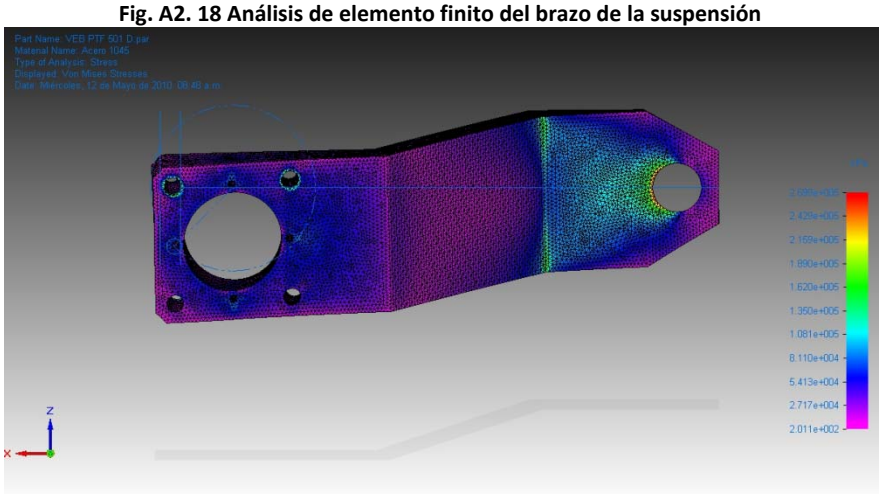
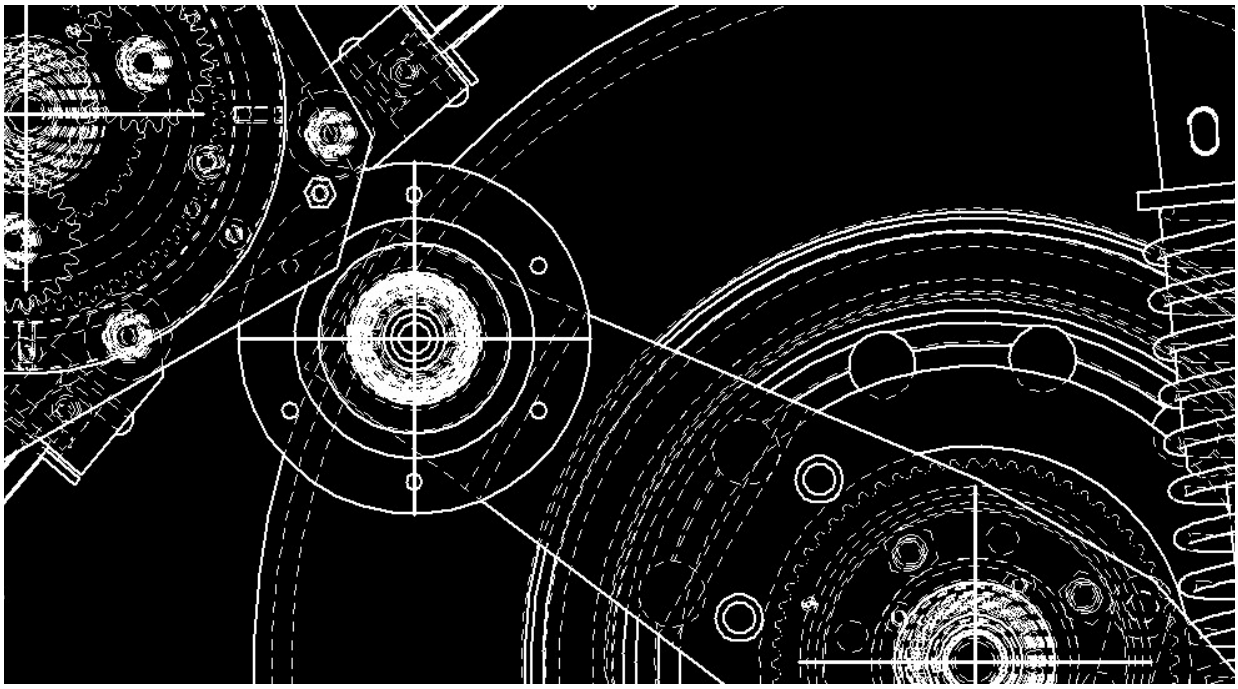
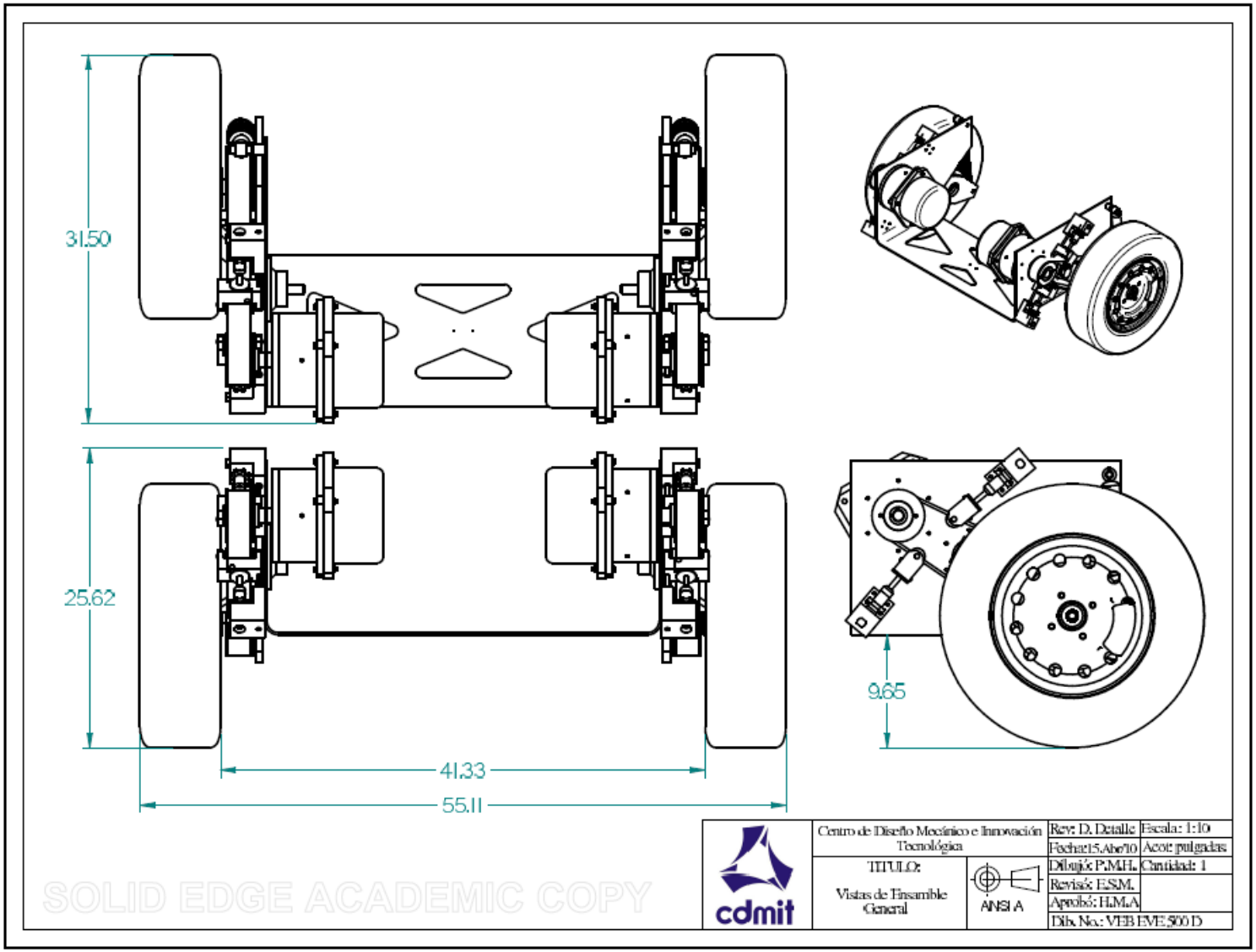


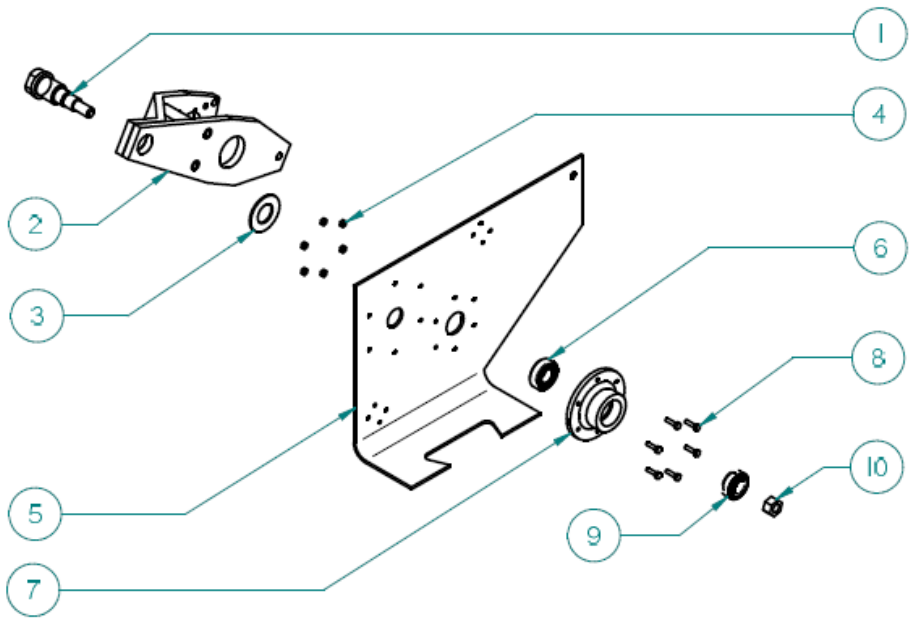
Tabla A2. 19 Resultado del análisis del brazo de la suspensión

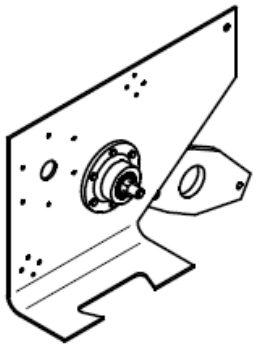
Esfuerzo máximo	269.9 MPa	
AISI 1018 $\sigma_y = 370\ MPa$	Desplazamiento máximo	0.578 mm
	Factor de seguridad	1.37
AISI 1045 $\sigma_y = 530\ MPa$	Desplazamiento máximo	0.578 mm
	Factor de seguridad	1.96
Aluminio 6061-T6 $\sigma_y = 276\ MPa$	Desplazamiento máximo	1.74 mm
	Factor de seguridad	1.02

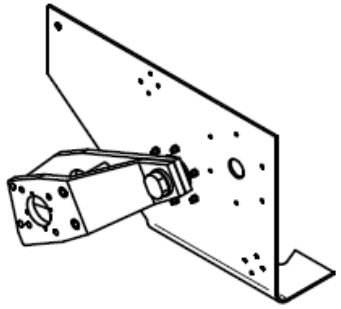
Anexo III




31.50
25.62
41.33
55.11
9.65
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
Rev: D. Detalle
Escala: 1:10
Fecha:15.Abr'10
Acot: pulgadas
TITULO:
Vistas de Ensamble General
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A
ANSI A
Dib. No.: VEB EVE 500 D
cdmit
SOLID EDGE ACADEMIC COPY







Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
10	0.75 x 10 UNC	Tuerca hexagonal	-	1
9	33205/Q	Rodamiento	-	1
8	0.25 x 20 UNC x 1.25	Tornillo Allen	-	6
7	VEB PBT 560 D	Sufridera	Acero 1045	1
6	1988	Rodamiento	-	1
5	VEB PPB 502 D	Bastidor (vista de sección)	Acero 1045	1
4	0.25 x 20 UNC	Tuerca hexagonal	-	6
3	VEB PBT 561 D	Separador	Bronce STD	1
2	VEB SBB 500 D	Brazo basculante	-	1
1	VEB PBT 562 D	Perno basculante	Acero 1045	1

STUDENT EDITION - ACADEMIC COPY

cdmit

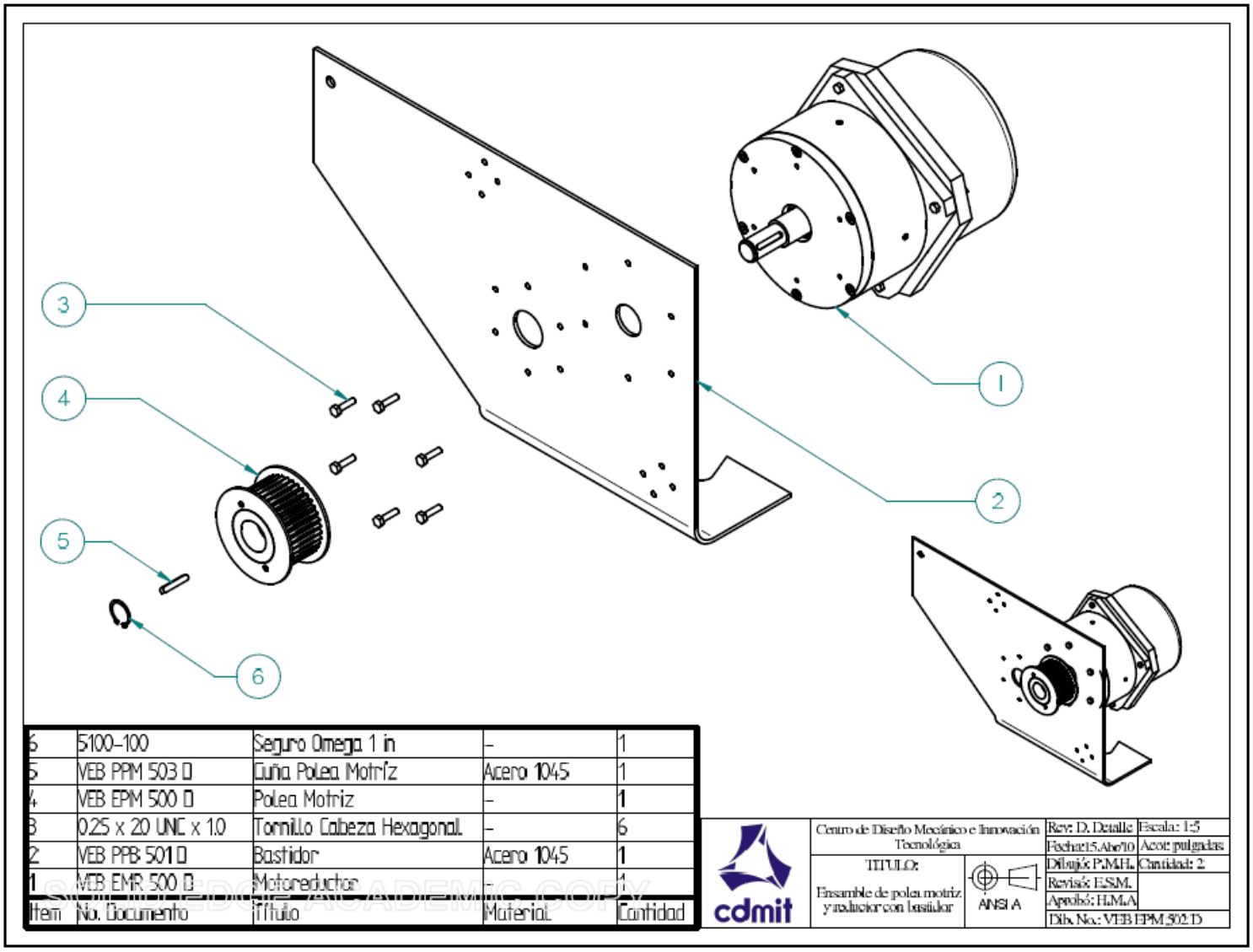
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

TITULO:

Ensamble Brazo Basculante-Placa

ANSI A

Rev: D. Detalle	Escala: 1:10
Fecha:15-Abr'10	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.	
Aprobó: H.M.A	
Dib. No.: VEB EBT 500 D	



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
6	5100-100	Seguro Omega 1 in	-	1
5	VEB PPM 503 D	Cuña Polea Motríz	Acero 1045	1
4	VEB EPM 500 D	Polea Motriz	-	1
3	0.25 x 20 UNC x 1.0	Tornillo Cabeza Hexagonal	-	6
2	VEB PPB 501 D	Bastidor	Acero 1045	1
1	VEB EMR 500 D	Motoreductor	-	1

STUDENT EDITION ACADEMIC COPY

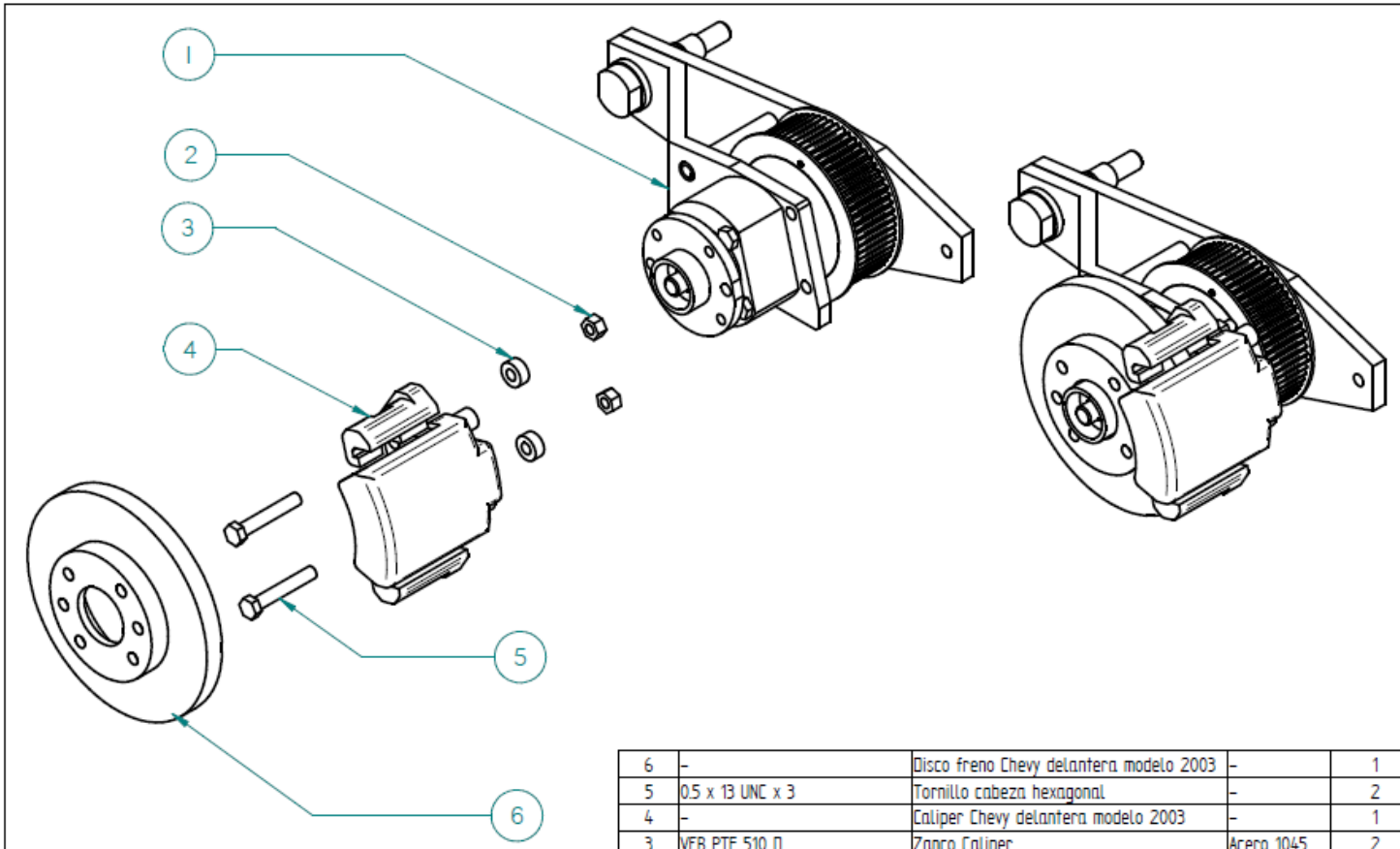
cdmit

Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

TITULO:
Ensamble de polea motriz y reductor con bastidor

ANSI A

Rev: D. Detalle	Escala: 1:5
Fecha:15.Abr'10	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.	
Aprobó: H.M.A.	
Dib. No.: VEB EPM 502 D	



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
6	-	Disco freno Chevy delantera modelo 2003	-	1
5	0.5 x 13 UNC x 3	Tornillo cabeza hexagonal	-	2
4	-	Caliper Chevy delantera modelo 2003	-	1
3	VEB PTF 510 D	Zanco Caliper	Acero 1045	2
2	0.5 x 13 UNC	Tuerca hexagonal con inserto de Nylon	-	2
1	VEB ETF 500 D / VEB ETF 501 D	Ensamble Brazo Suspensión Izq. o Der.	-	1

cdmit

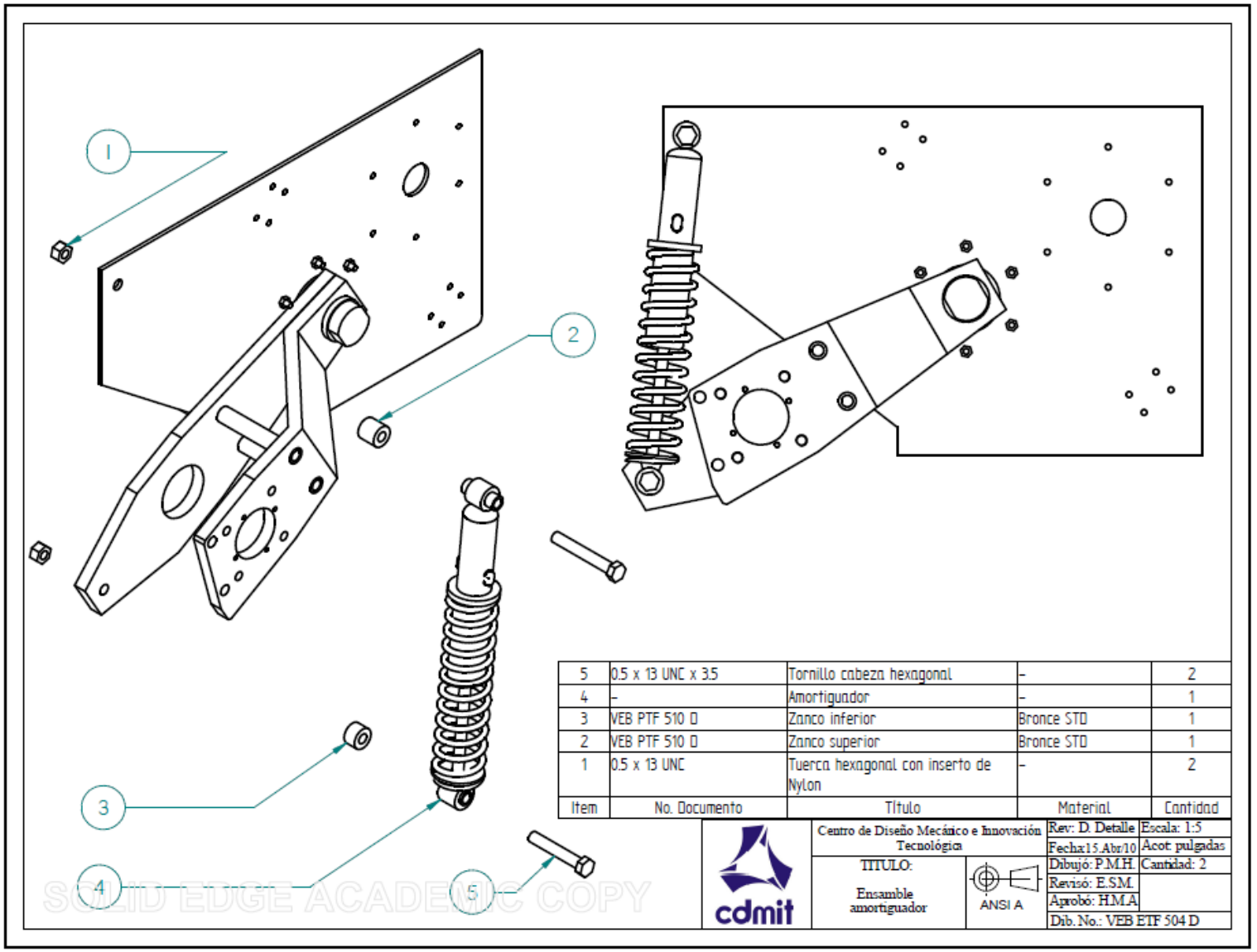
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

TITULO: Ensamble caliper

ANSI A

Rev: D. Detalle | Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10 | Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H. | Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A
Dib. No.: VEB ETF 503 D

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
5	0.5 x 13 UNC x 3.5	Tornillo cabeza hexagonal	-	2
4	-	Amortiguador	-	1
3	VEB PTF 510 D	Zanco inferior	Bronce STD	1
2	VEB PTF 510 D	Zanco superior	Bronce STD	1
1	0.5 x 13 UNC	Tuerca hexagonal con inserto de Nylon	-	2

cdmit

Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

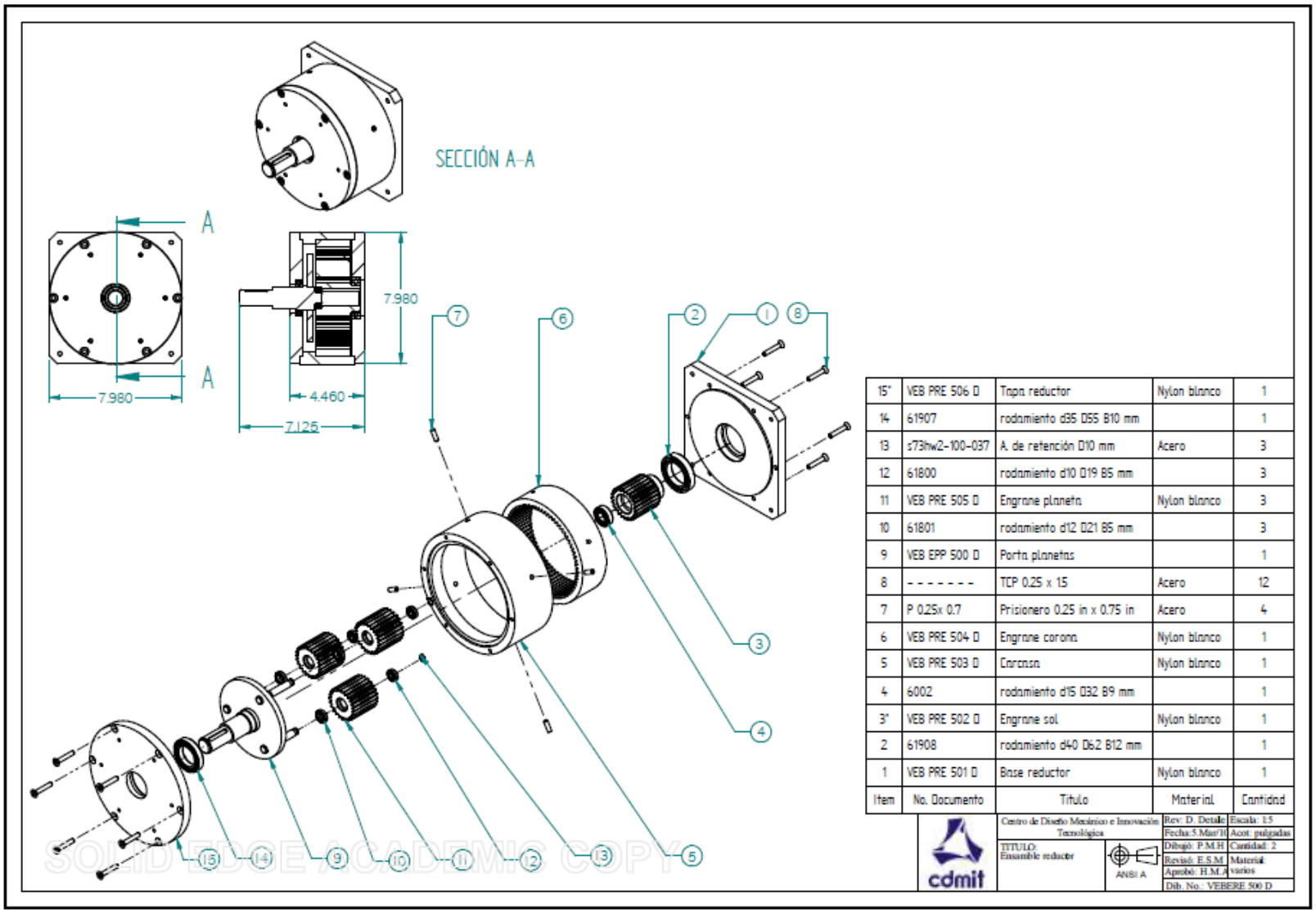
TITULO:

Ensamble amortiguador

ANSI A

Rev: D. Detalle	Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10	Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.	
Aprobó: H.M.A.	
Dib. No.: VEB ETF 504 D	

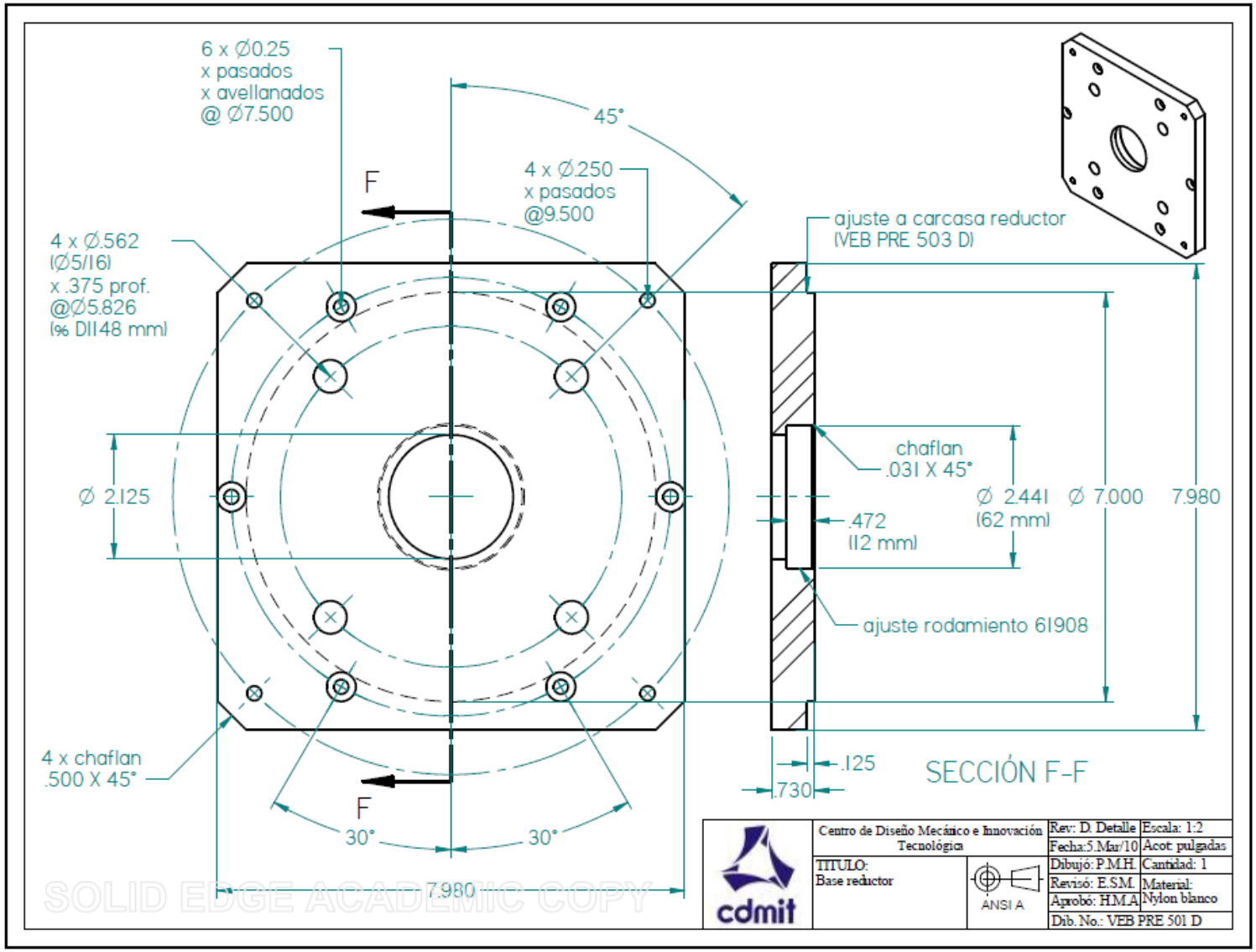
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

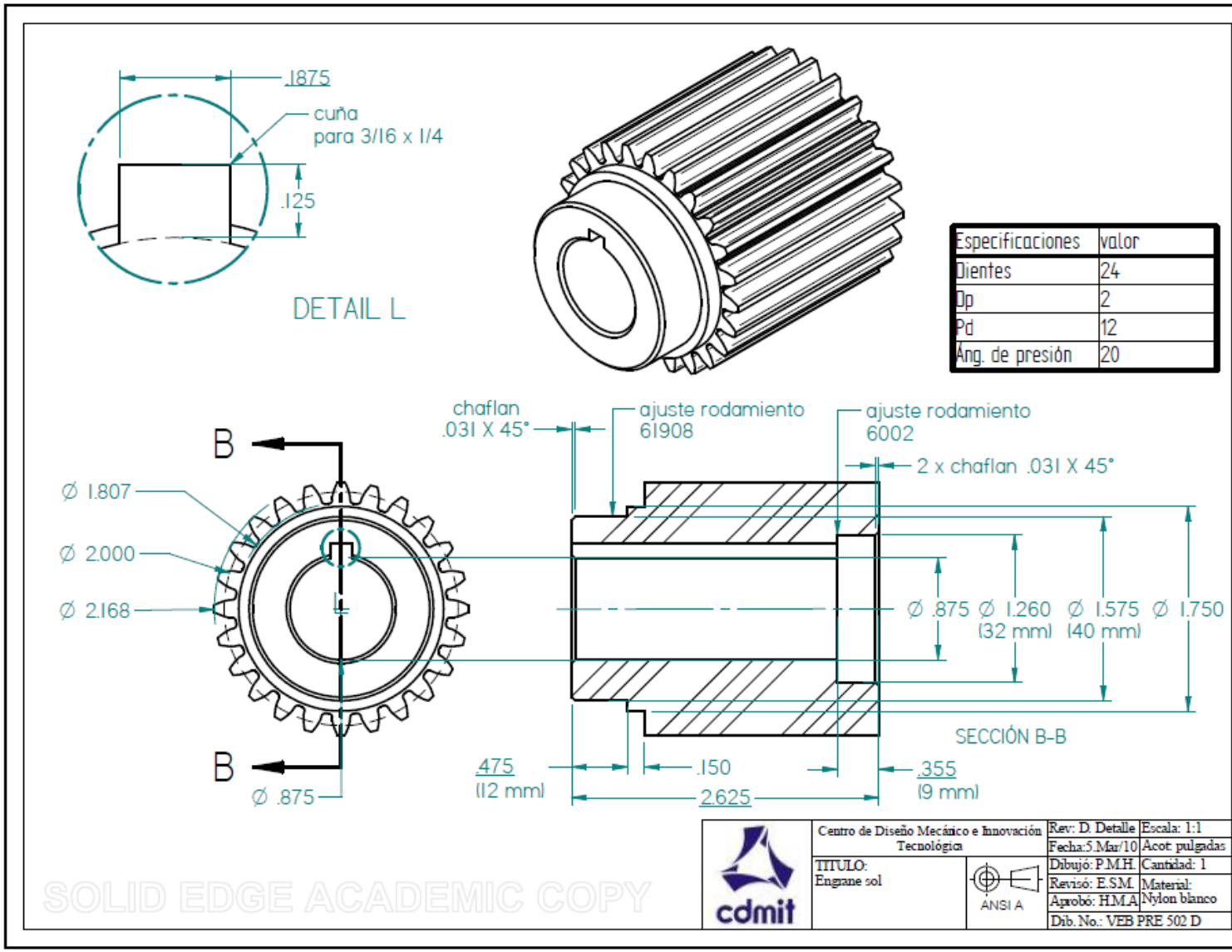


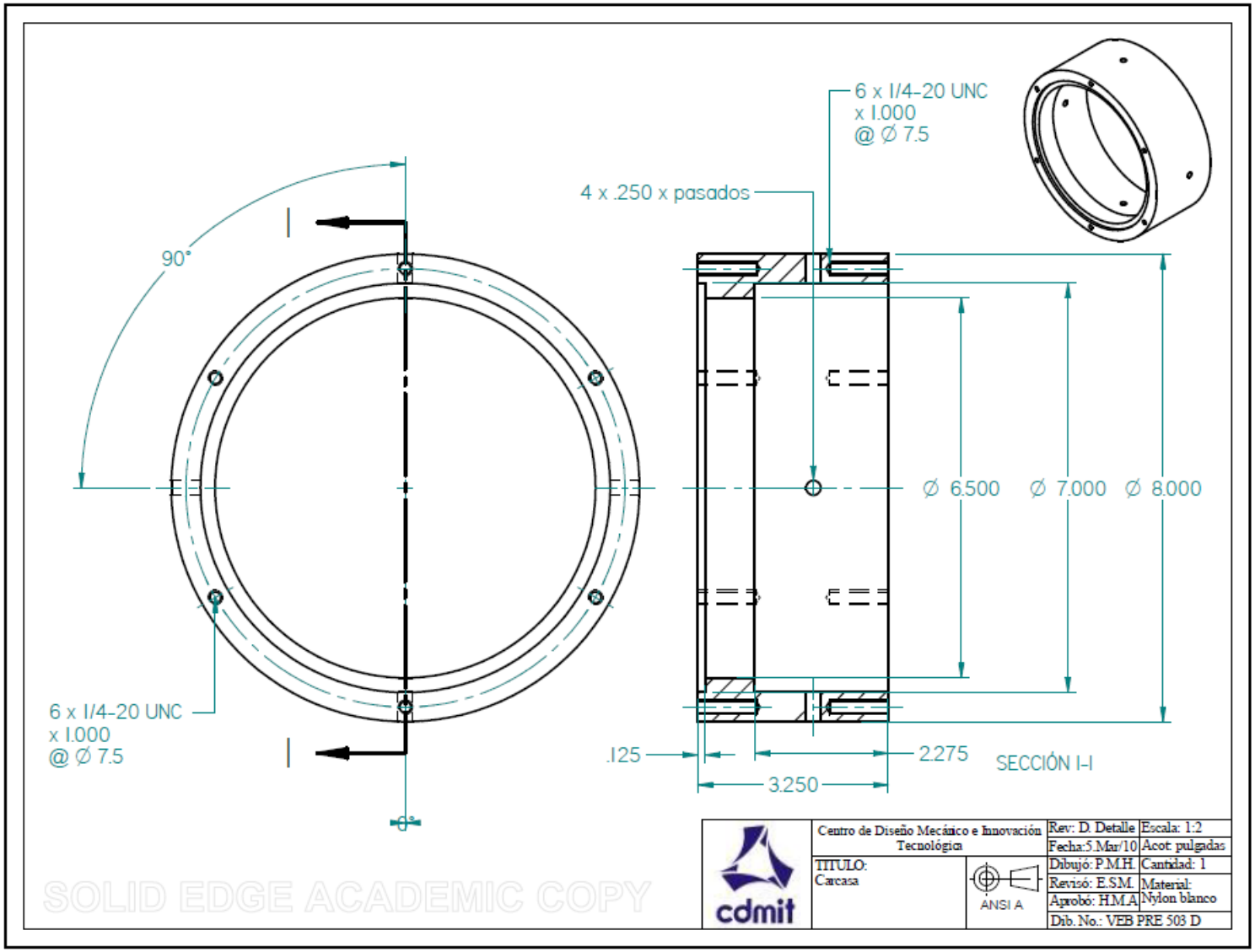
Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
15'	VEB PRE 506 D	Tapa reductor	Nylon blanco	1
14	61907	rodamiento d35 D55 B10 mm		1
13	s73hw2-100-037	A. de retención D10 mm	Acero	3
12	61800	rodamiento d10 D19 B5 mm		3
11	VEB PRE 505 D	Engrane planeta	Nylon blanco	3
10	61801	rodamiento d12 D21 B5 mm		3
9	VEB EPP 500 D	Porta planetas		1
8	- - - - - - -	TCP 0.25 x 15	Acero	12
7	P 0.25x 0.7	Prisionero 0.25 in x 0.75 in	Acero	4
6	VEB PRE 504 D	Engrane corona	Nylon blanco	1
5	VEB PRE 503 D	Corona	Nylon blanco	1
4	6002	rodamiento d15 D32 B9 mm		1
3'	VEB PRE 502 D	Engrane sol	Nylon blanco	1
2	61908	rodamiento d40 D62 B12 mm		1
1	VEB PRE 501 D	Base reductor	Nylon blanco	1

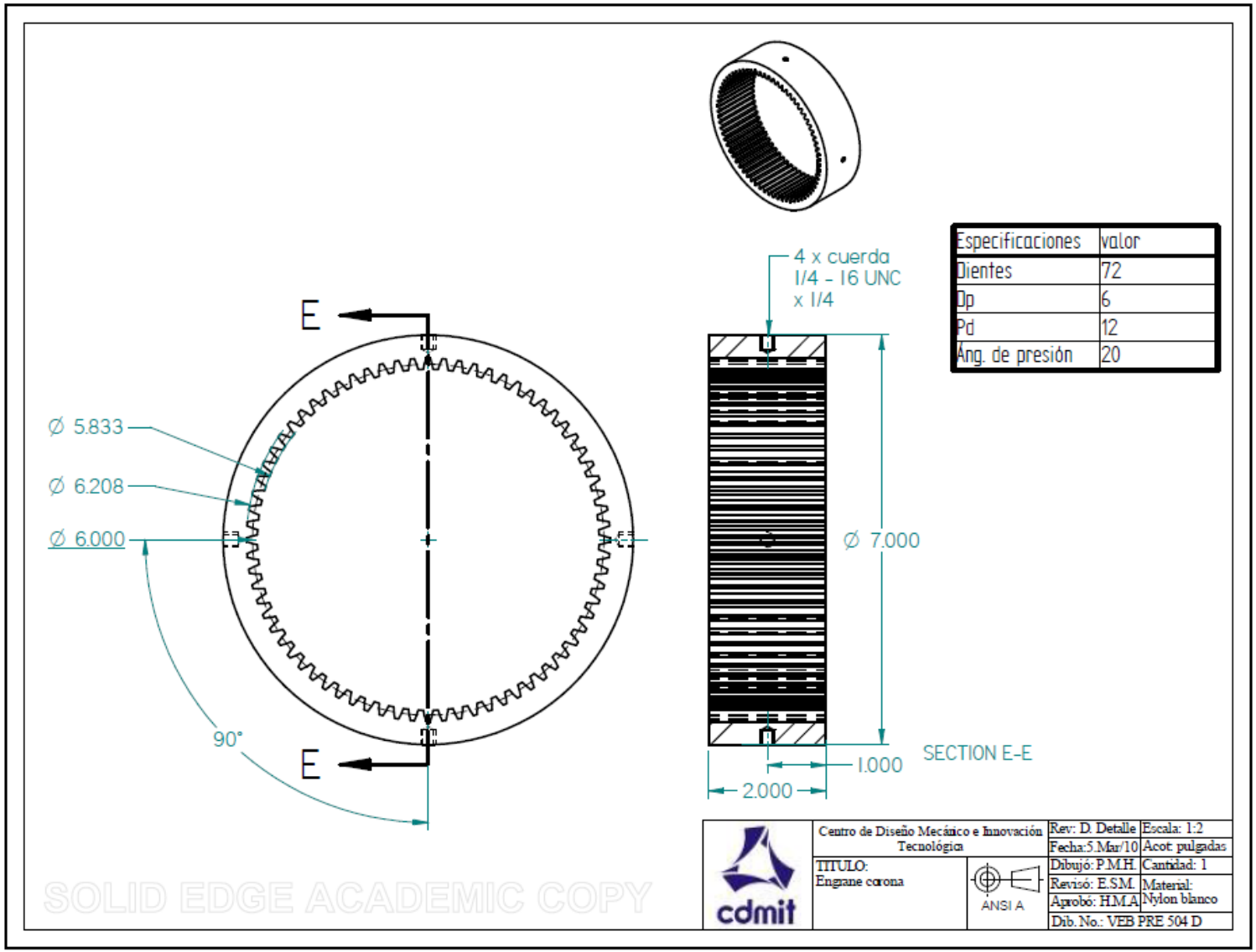
cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle	Escala: 1:5
		Fecha: 5 Mar'10	Acot: pulgadas
	TITULO: Ensamble reductor	Dibujó: P.M.H	Cantidad: 2
		Revisó: E.S.M.	Material: varios
	ANSI A	Aprobó: H.M.A	
		Dib. No.: VEBERE 500 D	

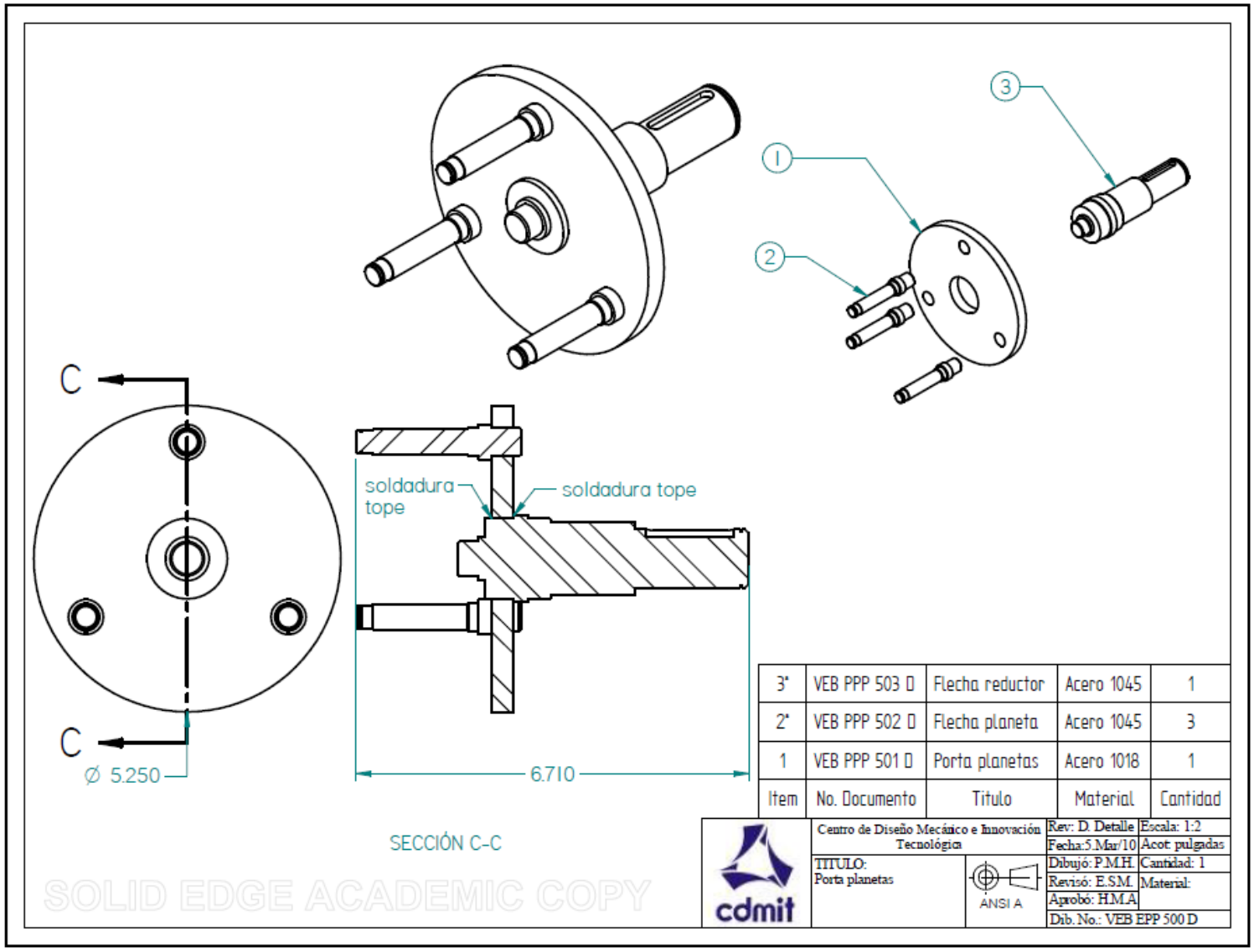
SOLID EDGE ACADEMIC COPY


6 x Ø0.25
x pasados
x avellanados
@ Ø7.500
45°
4 x Ø.250
x pasados
@9.500
F
4 x Ø.562
(Ø5/16)
x .375 prof.
@Ø5.826
(9 DI148 mm)
ajuste a carcasa reductor
(VEB PRE 503 D)
chaflan
.031 X 45°
Ø 2.125
Ø 2.441
(62 mm)
Ø 7.000
7.980
.472
(12 mm)
ajuste rodamiento 61908
4 x chaflan
.500 X 45°
.125
.730
SECCIÓN F-F
F
30°
30°
7.980
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Base reductor
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:2
Fecha:5.Mar/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material:
Aprobó: H.M.A.
Nylon blanco
Dib. No.: VEB PRE 501 D


.1875
cuña
para 3/16 x 1/4
.125
DETAIL L
Especificaciones | valor
Dientes | 24
Dp | 2
Pd | 12
Ang. de presión | 20
chaflan
.031 X 45°
ajuste rodamiento
61908
ajuste rodamiento
6002
2 x chaflan .031 X 45°
B
Ø 1.807
Ø 2.000
Ø 2.168
Ø .875
Ø .875
Ø 1.260
(32 mm)
Ø 1.575
(40 mm)
Ø 1.750
SECCIÓN B-B
.475
(12 mm)
.150
.355
(9 mm)
2.625
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
Rev: D. Detalle
Escala: 1:1
Fecha:5.Mar/10
Acot: pulgadas
TITULO:
Engrane sol
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material:
Nylon blanco
Aprobó: H.M.A
ANSI A
Dib. No.: VEB PRE 502 D
cdmit
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

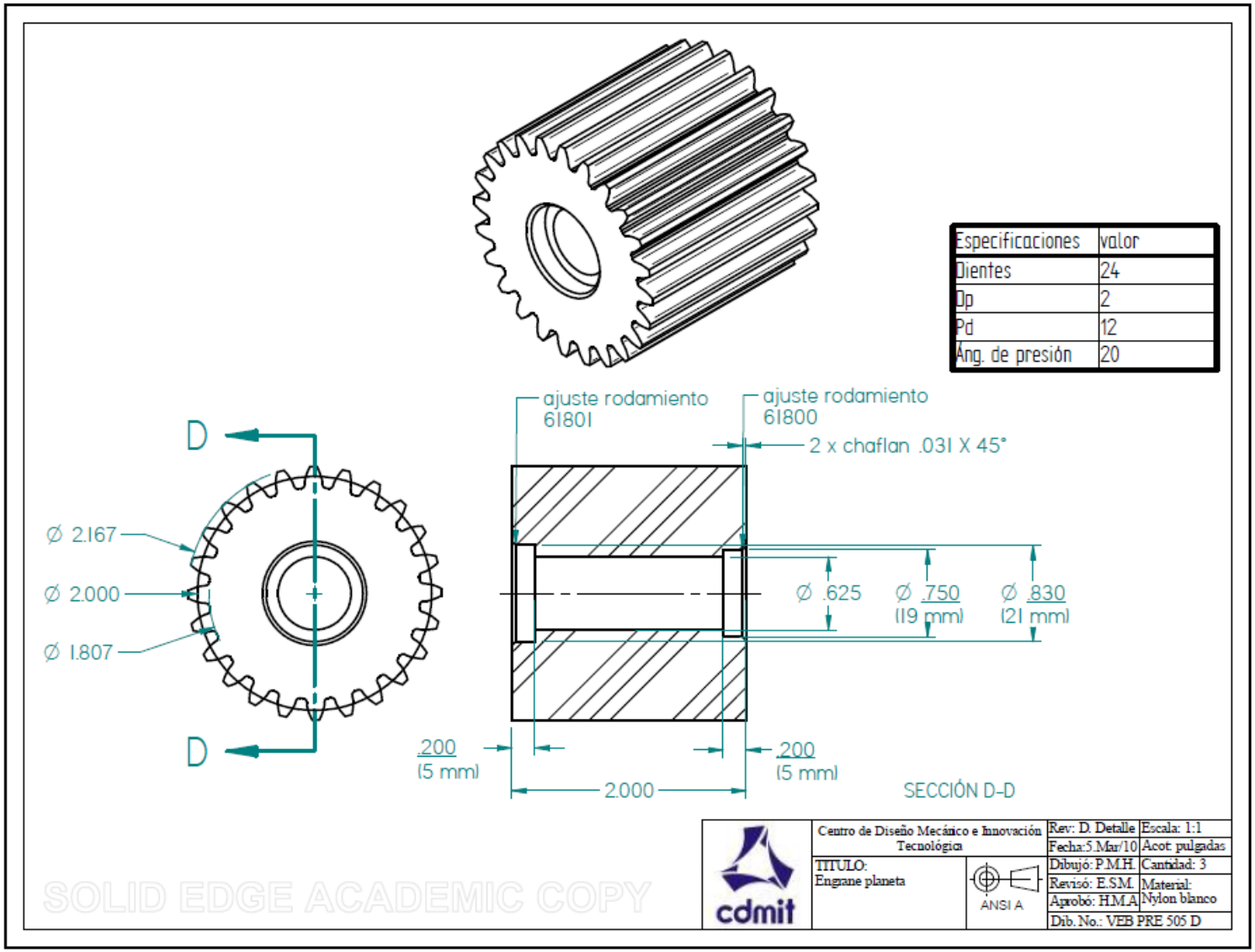

6 x I/4-20 UNC
x I.000
@ Ø 7.5
4 x .250 x pasados
90°
Ø 6.500
Ø 7.000
Ø 8.000
6 x I/4-20 UNC
x I.000
@ Ø 7.5
.I25
2.275
3.250
SECCIÓN I-I
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Carcasa
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:2
Fecha:5.Mar/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material:
Aprobó: H.M.A.
Nylon blanco
Dib. No.: VEB PRE 503 D

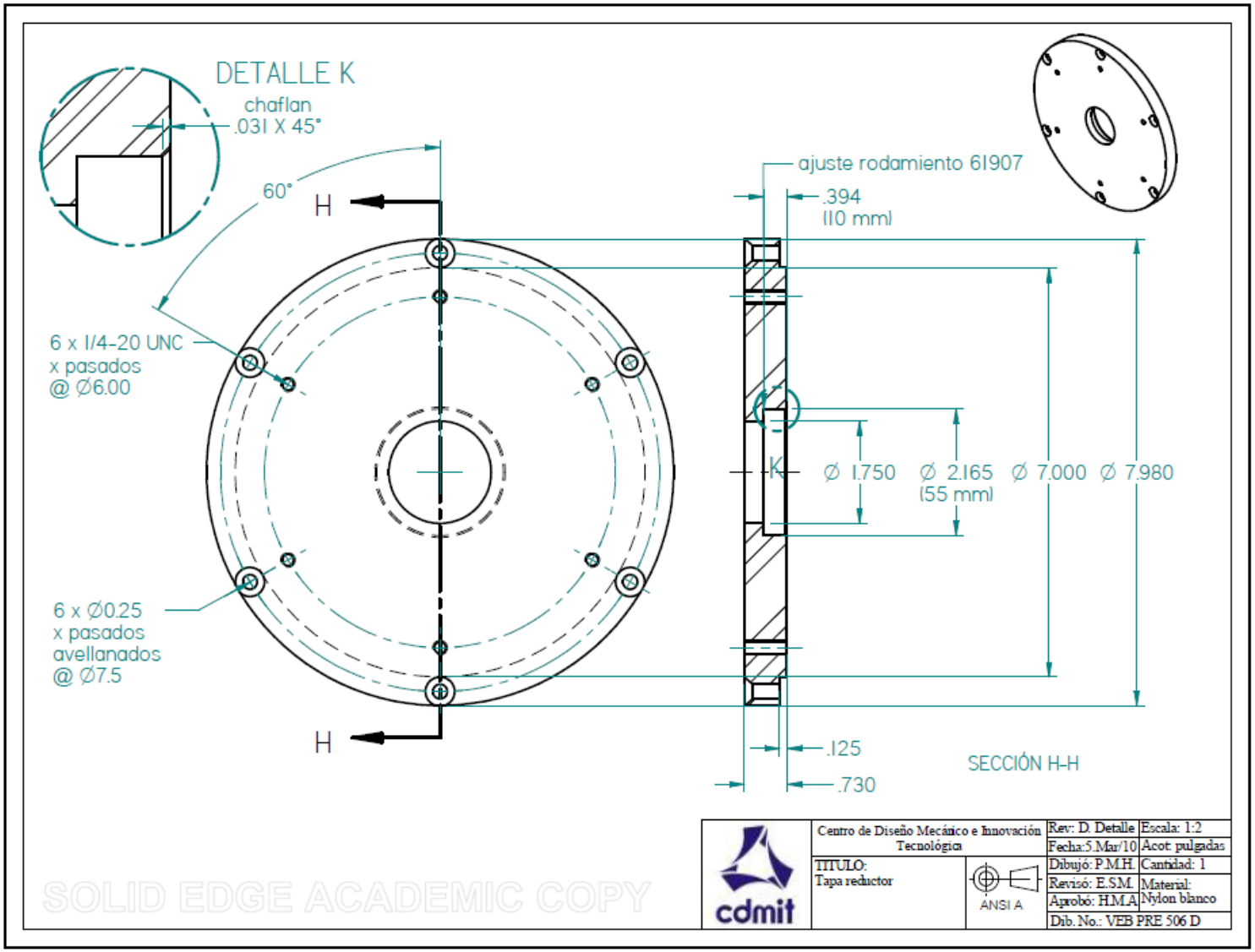

4 x cuerda
1/4 - 16 UNC
x 1/4
E
E
Ø 5.833
Ø 6.208
Ø 6.000
90°
Ø 7.000
1.000
2.000
SECTION E-E
Especificaciones | valor
Dientes | 72
Dp | 6
Pd | 12
Ang. de presión | 20
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Engrane corona
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:2
Fecha:5.Mar/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material:
Aprobó: H.M.A.
Nylon blanco
Dib. No.: VEB PRE 504 D
cdmit
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

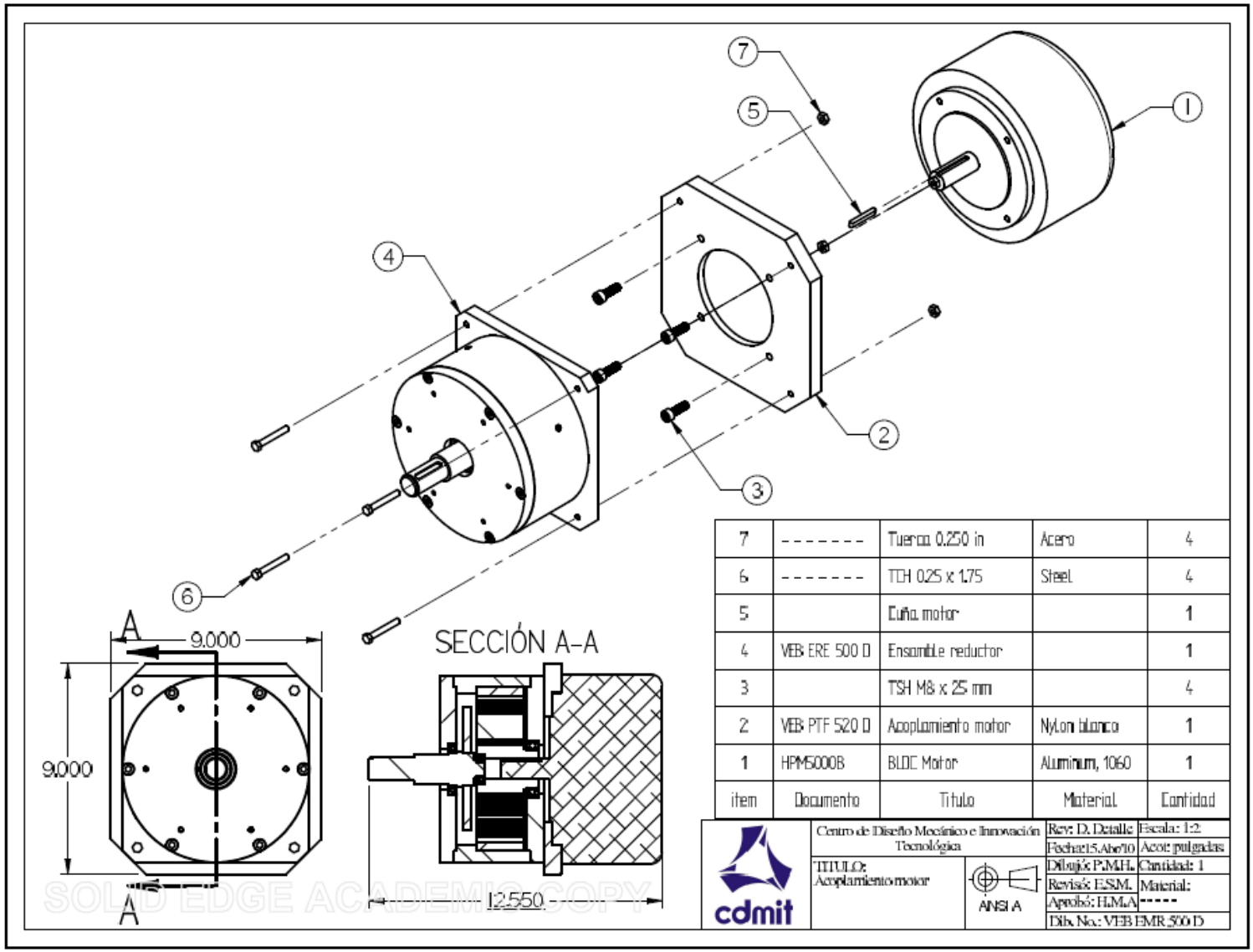


Item	No. Documento	Titulo	Material	Cantidad
3"	VEB PPP 503 D	Flecha reductor	Acero 1045	1
2"	VEB PPP 502 D	Flecha planeta	Acero 1045	3
1	VEB PPP 501 D	Porta planetas	Acero 1018	1

cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle	Escala: 1:2
		Fecha:5.Mar/10	Acot: pulgadas
	TITULO: Porta planetas	Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 1
	ANSI A	Revisó: E.S.M.	Material:
		Aprobó: H.M.A.	
		Dib. No.: VEB EPP 500 D	


Especificaciones | valor
Dientes | 24
Dp | 2
Pd | 12
Ang. de presión | 20
ajuste rodamiento 61801
ajuste rodamiento 61800
2 x chaflan .031 X 45°
Ø 2.167
Ø 2.000
Ø 1.807
D
D
Ø .625
Ø .750 (19 mm)
Ø .830 (21 mm)
.200 (5 mm)
2.000
.200 (5 mm)
SECCIÓN D-D
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO: Engrane planeta
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:1
Fecha: 5.Mar/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 3
Revisó: E.S.M.
Material: Nylon blanco
Aprobó: H.M.A.
Dib. No.: VEB PRE 505 D
cdmit
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

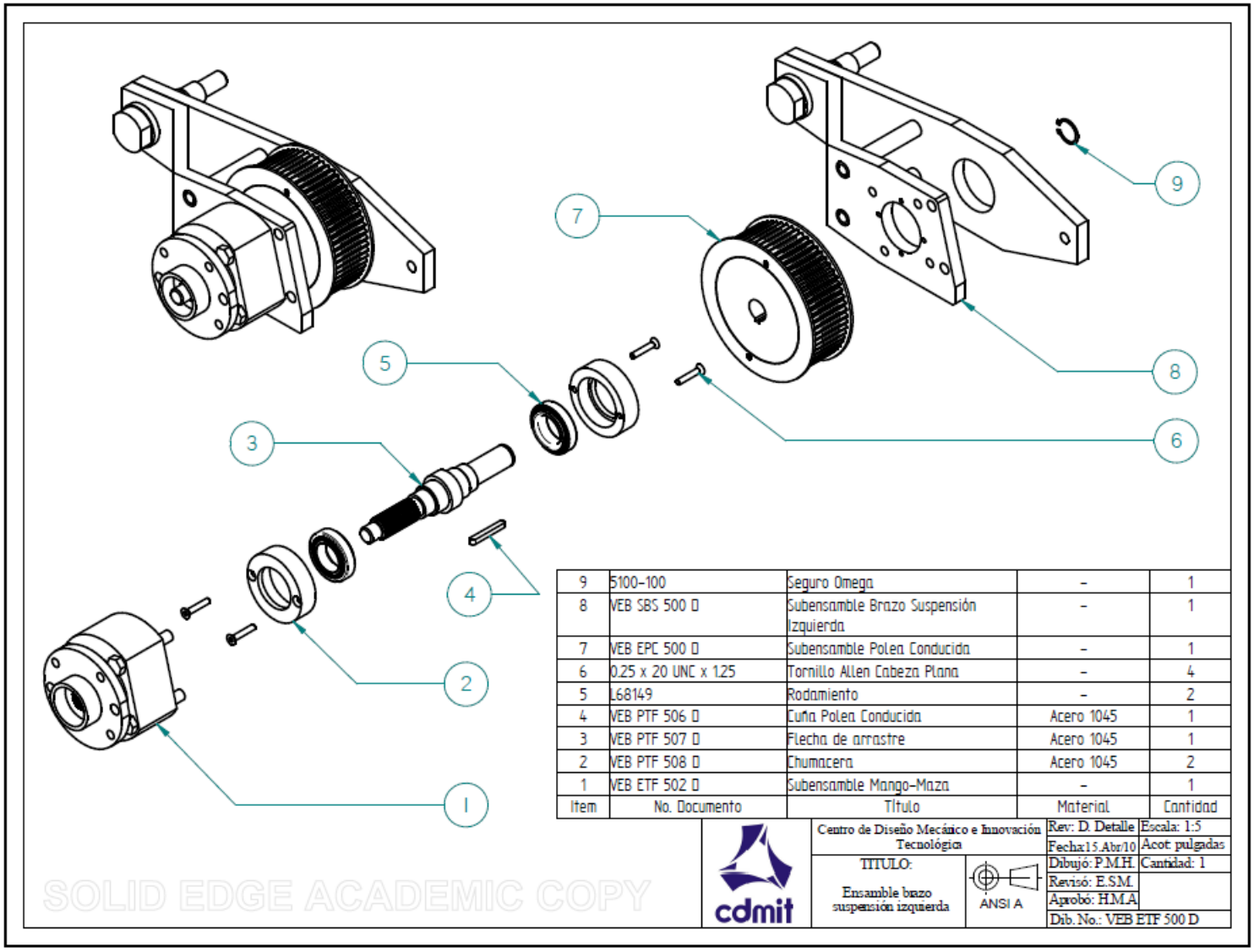

DETALLE K
chaflan
.031 X 45°
60°
H
6 x 1/4-20 UNC
x pasados
@ Ø6.00
6 x Ø0.25
x pasados
avellanados
@ Ø7.5
H
ajuste rodamiento 61907
.394
(10 mm)
K
Ø 1.750
Ø 2.165
(55 mm)
Ø 7.000
Ø 7.980
.125
.730
SECCIÓN H-H
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Tapa reductor
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:2
Fecha:5.Mar/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material:
Nylon blanco
Aprobó: H.M.A.
Dib. No.: VEB PRE 506 D



item	Documento	Título	Material	Cantidad
7	- - - - - - -	Tuerca 0.250 in	Acero	4
6	- - - - - - -	TCH 0.25 x 1.75	Steel	4
5		Cuña motor		1
4	VEB ERE 500 D	Ensamble reductor		1
3		TSH M8 x 25 mm		4
2	VEB PTF 520 D	Acoplamiento motor	Nylon blanco	1
1	HPM5000B	BLDC Motor	Aluminum, 1060	1

cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle:	Escala: 1:2
		Fecha:15.Abr'10	Acot: pulgadas
	TITULO: Acoplamiento motor	Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 1
		Revisó: E.S.M.	Material:
	ANSI A	Aprobó: H.M.A	-----
		Dib. No.: VEB EMR 500 D	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
9	5100-100	Seguro Omega	-	1
8	VEB SBS 500 D	Subensamble Brazo Suspensión Izquierda	-	1
7	VEB EPC 500 D	Subensamble Polea Conducida	-	1
6	0.25 x 20 UNC x 1.25	Tornillo Allen Cabeza Plana	-	4
5	L68149	Rodamiento	-	2
4	VEB PTF 506 D	Cuña Polea Conducida	Acero 1045	1
3	VEB PTF 507 D	Flecha de arrastre	Acero 1045	1
2	VEB PTF 508 D	Chumacera	Acero 1045	2
1	VEB ETF 502 D	Subensamble Mango-Maza	-	1

cdmit

Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

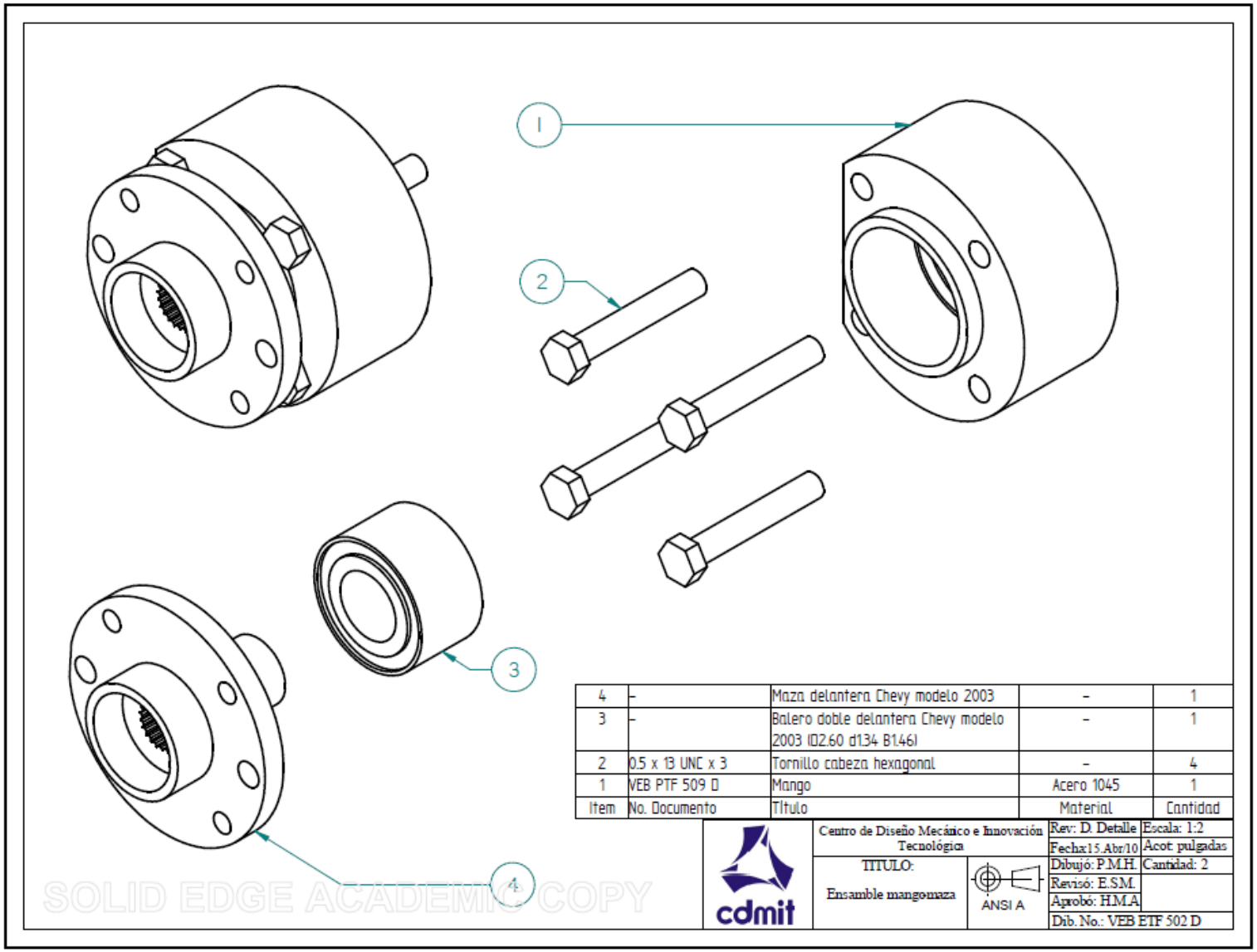
TITULO:

Ensamble brazo suspensión izquierda

ANSI A

Rev: D. Detalle | Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10 | Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H. | Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A.
Dib. No.: VEB ETF 500 D

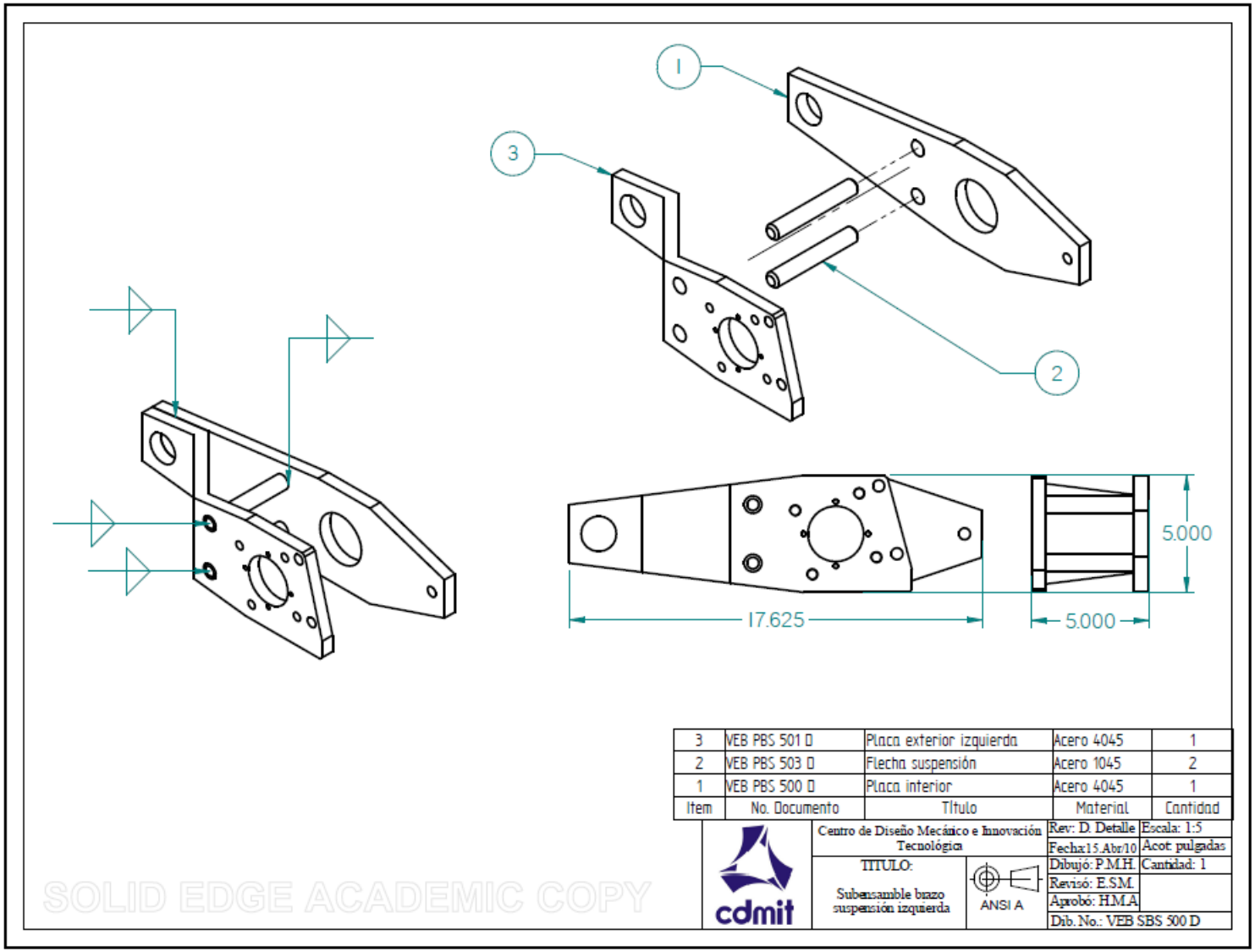
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
4	-	Maza delantera Chevy modelo 2003	-	1
3	-	Balero doble delantera Chevy modelo 2003 (D2.60 d1.34 B1.46)	-	1
2	0.5 x 13 UNC x 3	Tornillo cabeza hexagonal	-	4
1	VEB PTF 509 D	Mango	Acero 1045	1

cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle	Escala: 1:2
		Fecha:15.Abr/10	Acot: pulgadas
	TITULO: Ensamble mango-maza	Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 2
	ANSI A	Revisó: E.S.M.	
		Aprobó: H.M.A.	
		Dib. No.: VEB ETF 502 D	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
3	VEB PBS 501 D	Placa exterior izquierda	Acero 4045	1
2	VEB PBS 503 D	Flecha suspensión	Acero 1045	2
1	VEB PBS 500 D	Placa interior	Acero 4045	1

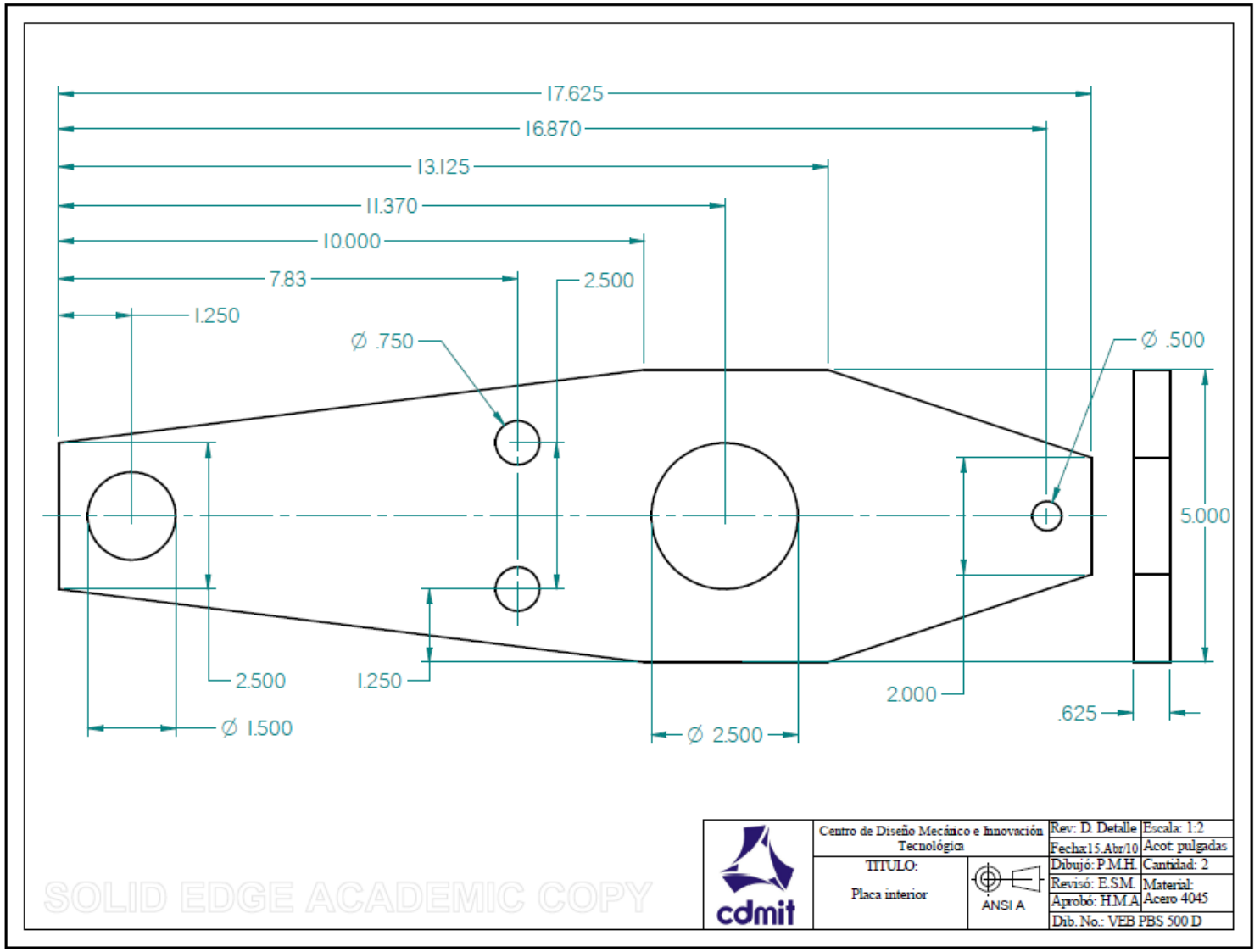
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

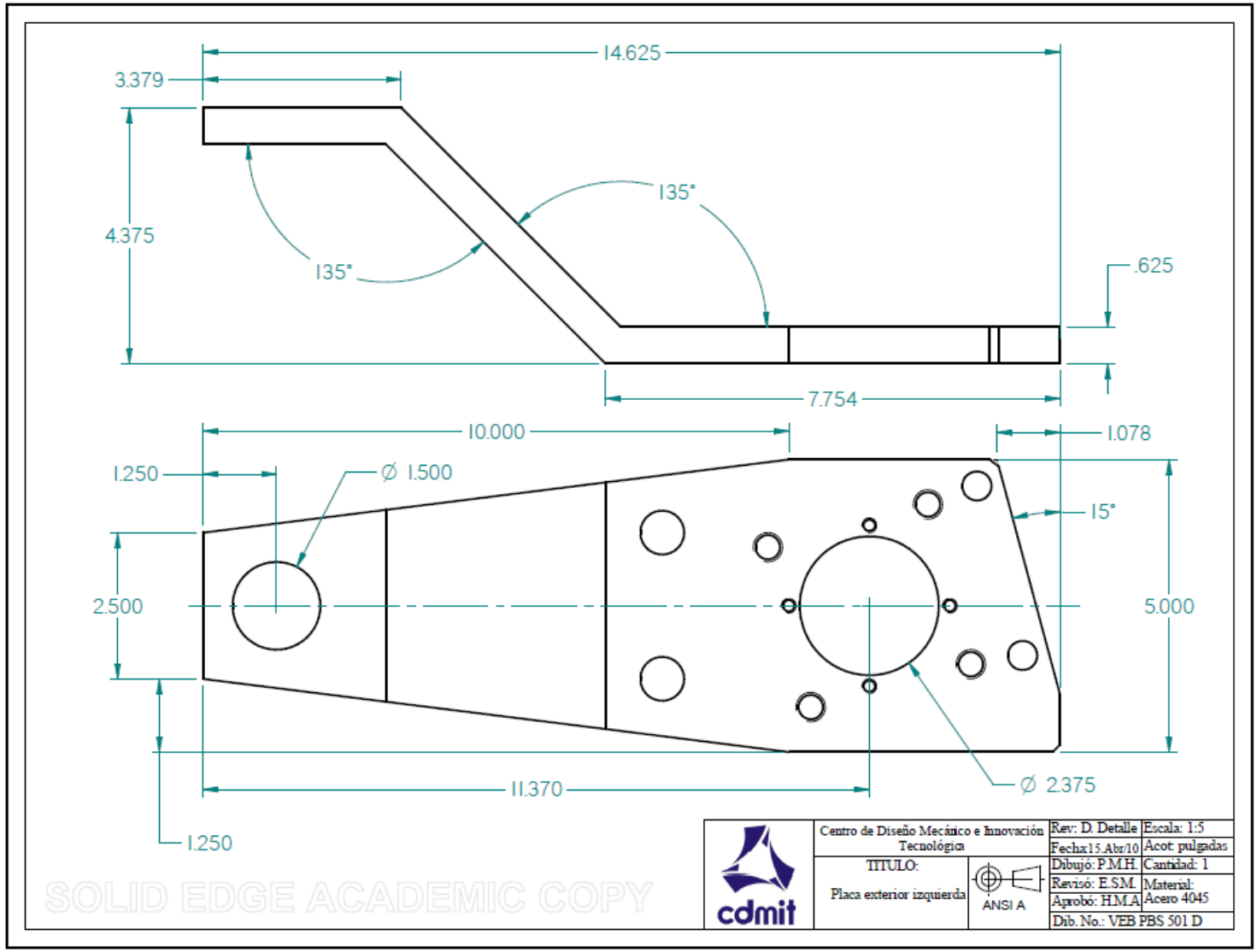
TITULO:
Subensamble brazo suspensión izquierda

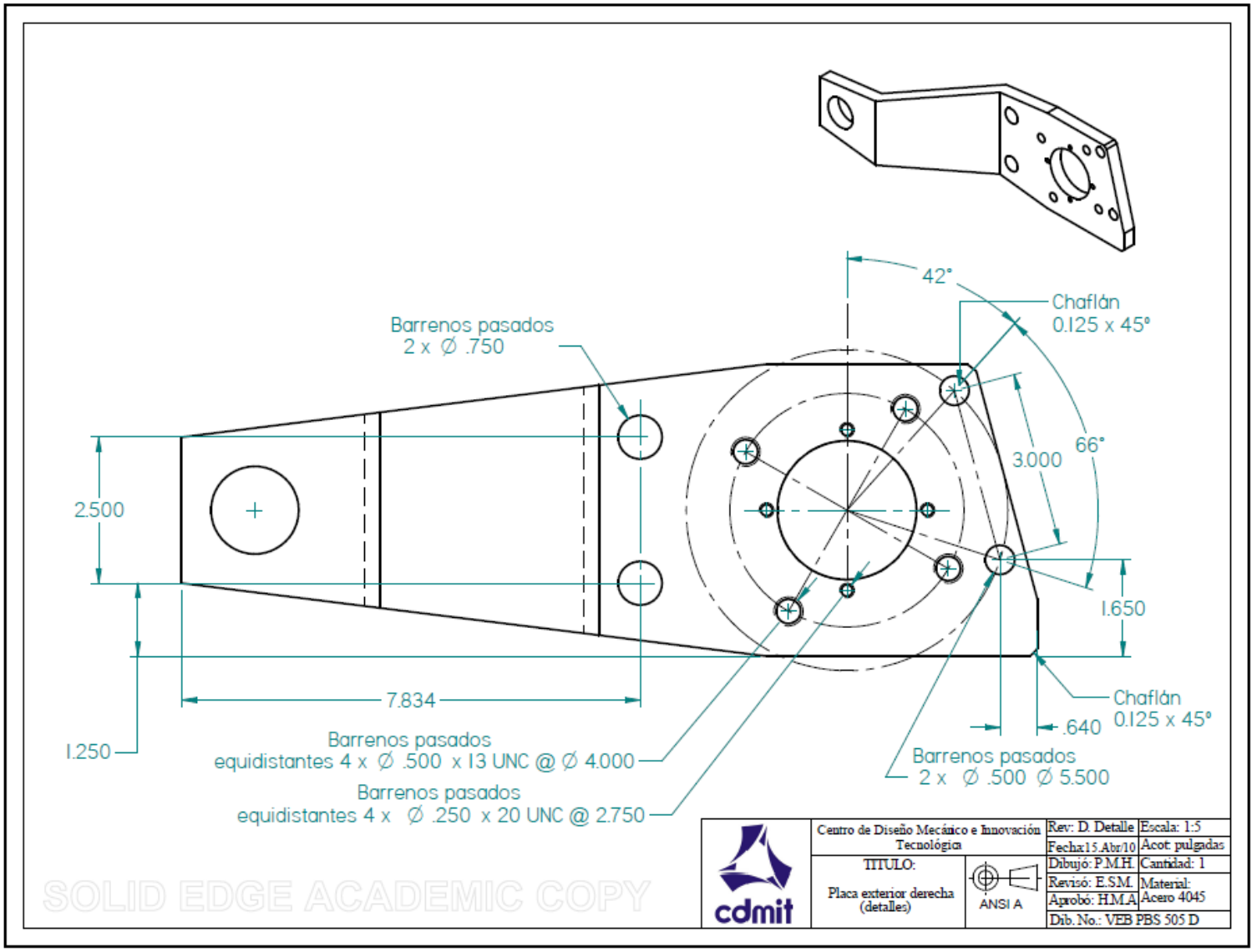
ANSI A

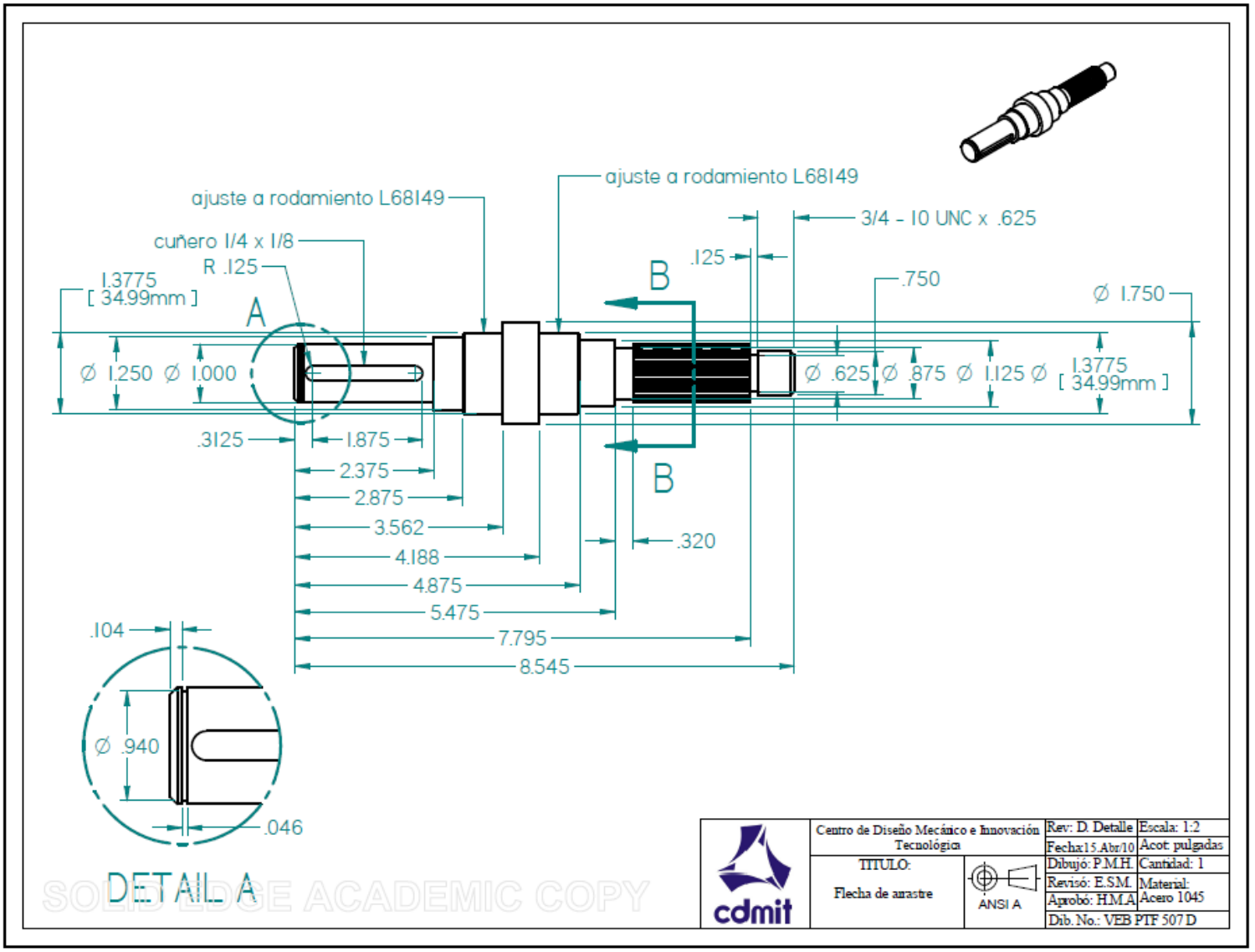
Rev: D. Detalle | Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10 | Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H. | Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A.
Dib. No.: VEB SBS 500 D

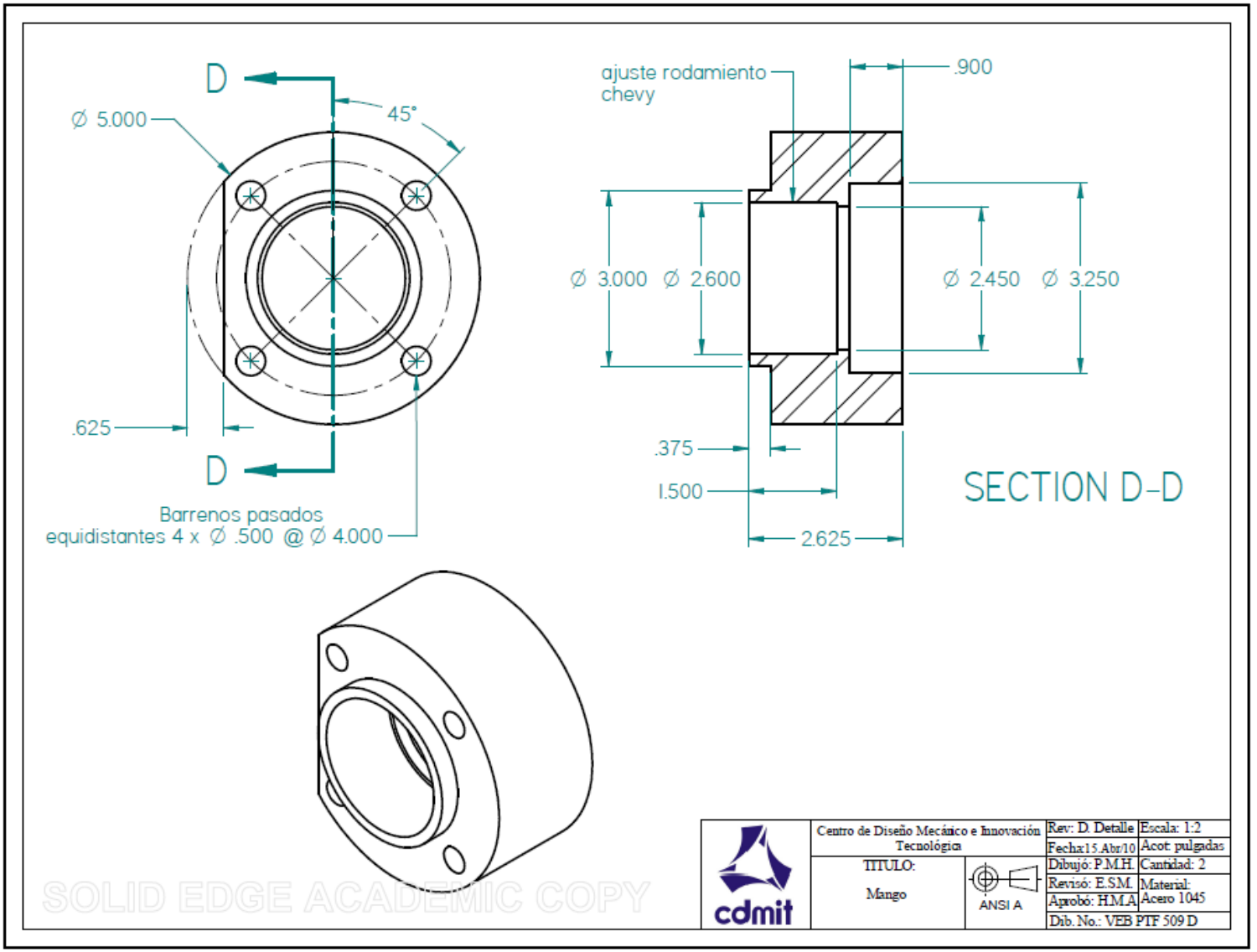
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

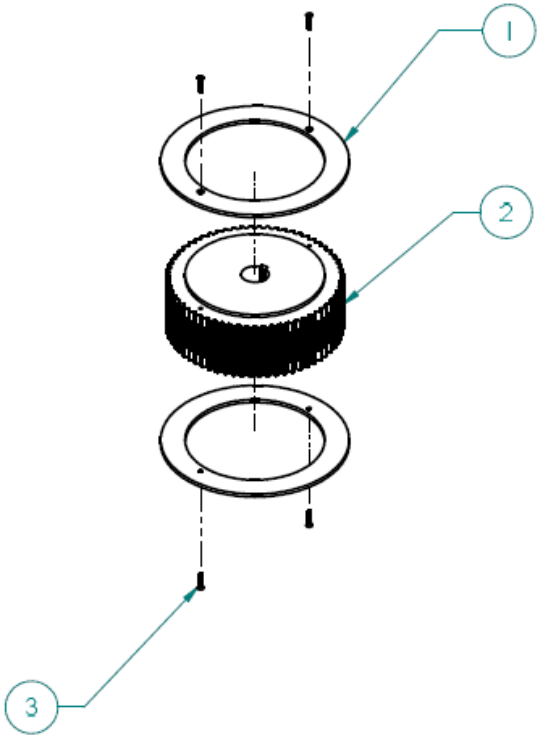

17.625
16.870
13.125
11.370
10.000
7.83
2.500
1.250
Ø .750
Ø .500
5.000
2.500
1.250
Ø 1.500
Ø 2.500
2.000
.625
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
Rev: D. Detalle
Escala: 1:2
Fecha: 15.Abr/10
Acot: pulgadas
TITULO:
Placa interior
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Material: Acero 4045
Aprobó: H.M.A.
ANSI A
Dib. No.: VEB PBS 500 D
cdmit
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

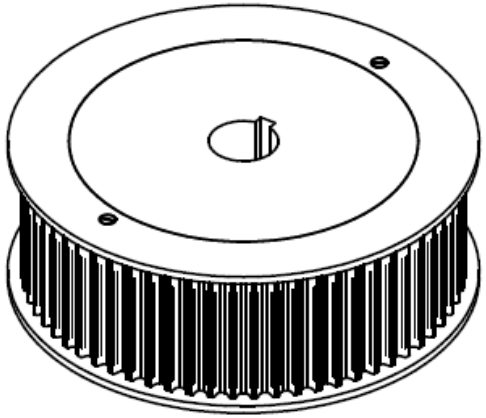

14.625
3.379
4.375
135°
135°
.625
7.754
10.000
1.078
1.250
Ø 1.500
15°
2.500
5.000
11.370
Ø 2.375
1.250
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
Rev: D. Detalle
Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10
Acot: pulgadas
TITULO:
Placa exterior izquierda
ANSI A
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material: Acero 4045
Aprobó: H.M.A
Dib. No.: VEB PBS 501 D


42°
Chaflán
0.125 x 45°
Barrenos pasados
2 x Ø .750
66°
3.000
2.500
1.650
7.834
1.250
Chaflán
0.125 x 45°
.640
Barrenos pasados
equidistantes 4 x Ø .500 x 13 UNC @ Ø 4.000
Barrenos pasados
2 x Ø .500 Ø 5.500
Barrenos pasados
equidistantes 4 x Ø .250 x 20 UNC @ 2.750
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Placa exterior derecha (detalles)
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 1
Revisó: E.S.M.
Material: Acero 4045
Aprobó: H.M.A.
Dib. No.: VEB PBS 505 D
SOLID EDGE ACADEMIC COPY


ajuste a rodamiento L68149
ajuste a rodamiento L68149
cuñero 1/4 x 1/8
R .125
1.3775
[34.99mm]
A
B
B
.125
3/4 - 10 UNC x .625
.750
Ø 1.750
Ø 1.250 Ø 1.000
Ø .625 Ø .875 Ø 1.125 Ø
1.3775
[34.99mm]
.3125
1.875
2.375
2.875
3.562
4.188
4.875
5.475
7.795
8.545
.320
.104
Ø .940
.046
DETAIL A
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Flecha de arrastre
ANSI A
Rev: D. Detalle
Fecha:15.Abr/10
Dibujó: P.M.H.
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A
Dib. No.: VEB PTF 507 D
Escala: 1:2
Acot: pulgadas
Cantidad: 1
Material: Acero 1045


D
Ø 5.000
45°
.625
D
Barrenos pasados
equidistantes 4 x Ø .500 @ Ø 4.000
ajuste rodamiento
chevy
.900
Ø 3.000
Ø 2.600
Ø 2.450
Ø 3.250
.375
1.500
2.625
SECTION D-D
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Mango
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:2
Fecha:15.Abr/10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Material: Acero 1045
Aprobó: H.M.A.
Dib. No.: VEB PTF 509 D





1:2

3	0.125 x 40 UNC x 0.625	Tornillo Allen Cabeza Plana	-	4
2	VEB PPC 501 D	Polea Conducida	Nylon Blanco	1
1	VEB PPC 502 D	Guía Polea Conducida	Aluminio 6065	2
Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad

cdmit

Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

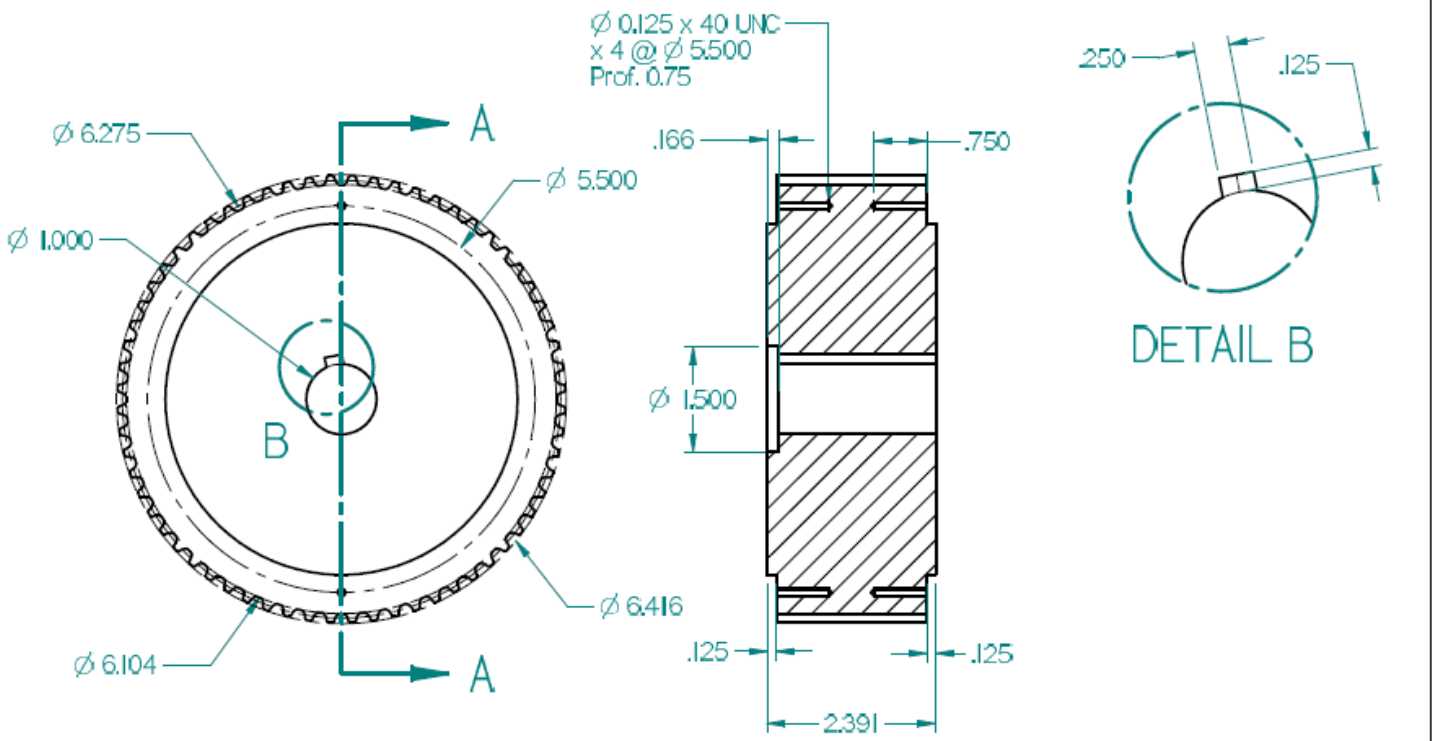
Rev: D. Detalle | Escala: 1:5
Fecha:15.Abr/10 | Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H. | Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A

TITULO:
Ensamble polea motriz

ANSI A

Dib. No.: VEB EPM 500 D

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

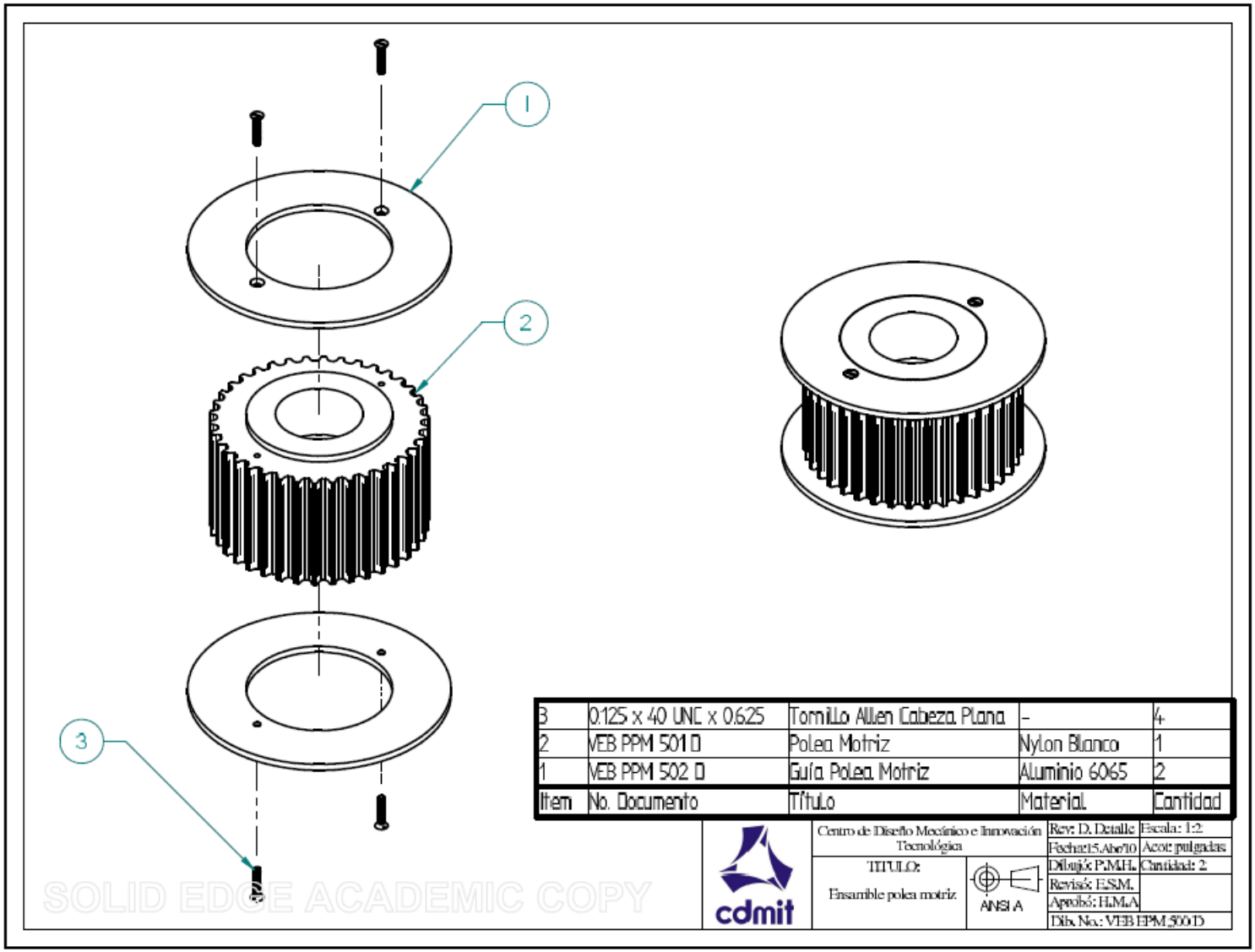


Datos polea	
Dato	Valor
Paso	8mm
No. Dientes	64
Diametro superior diente	6.362 in
Diametro inferior diente	6.104 in
Diametro de centros	6.275 in
Angulo de presion	17.15°
Ancho de cara	2.125 in

POLEA HTD 8mm, 64 dientes

STUDENT EDITION - ACADEMIC COPY

cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle	Escala: 1:2
		Fecha:15.Abr/10	Acot: pulgadas
	TITULO: Polea Conducida	Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 2
	ANSI A	Revisó: E.S.M.	Material: Nylon blanco
		Aprobó: H.M.A	
		Dib. No.: VEB PPC 501 D	



Item	No. Documento	Título	Material	Cantidad
3	0.125 x 40 UNC x 0.625	Tornillo Allen Cabeza Plana	-	4
2	VEB PPM 501 D	Polea Motriz	Nylon Blanco	1
1	VEB PPM 502 D	Guía Polea Motriz	Aluminio 6065	2

cdmit

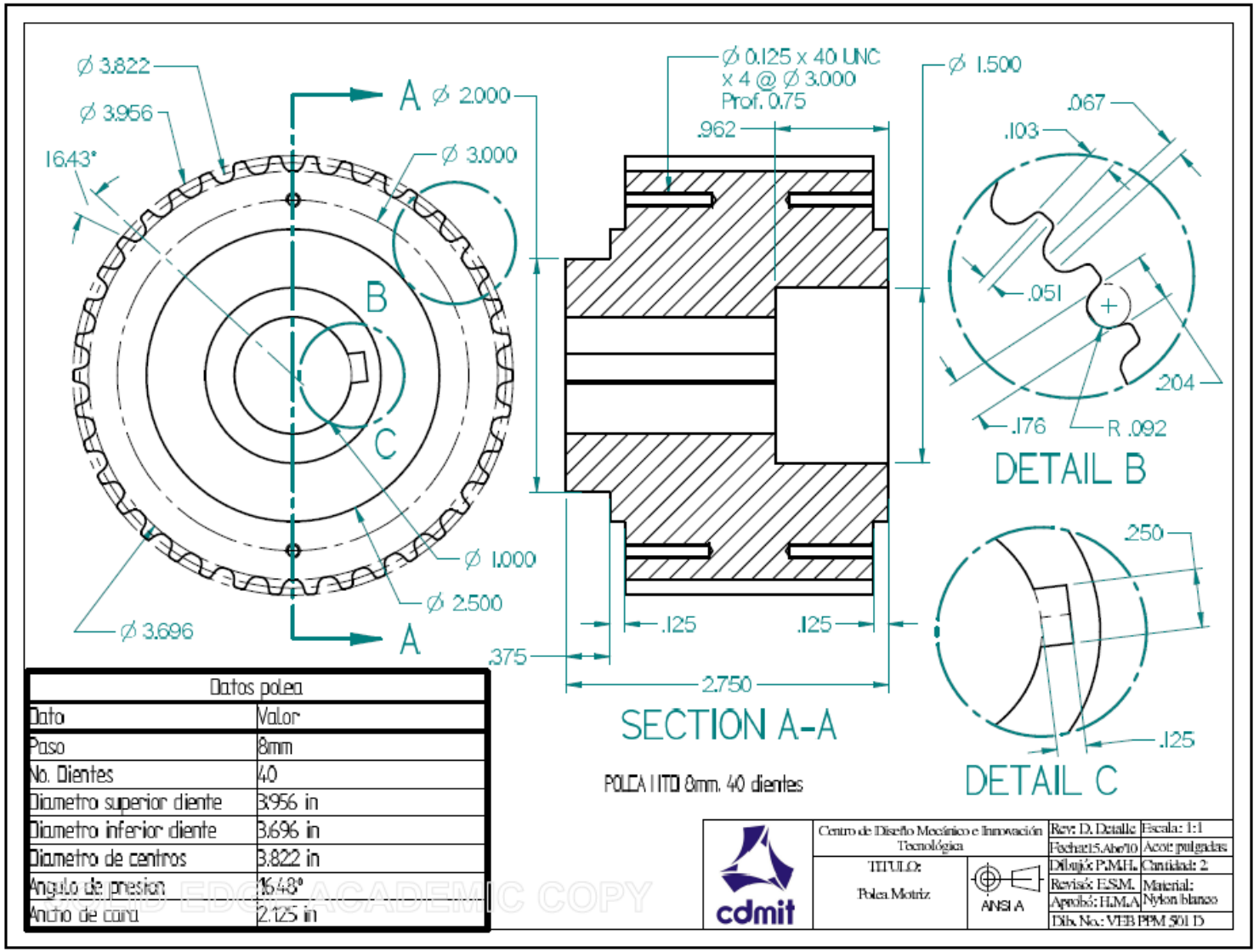
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica

TITULO: Ensamble polea motriz

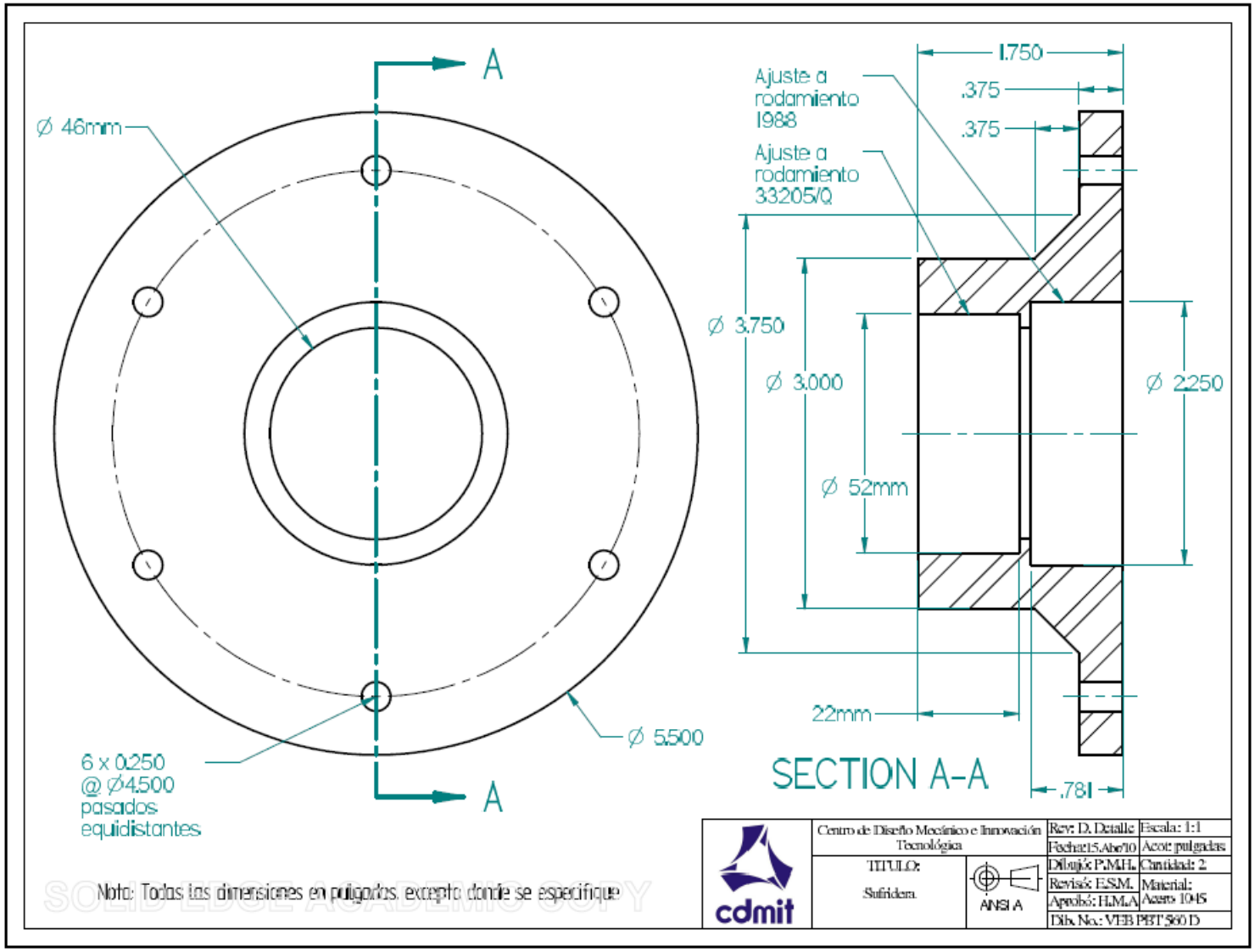
ANSI A

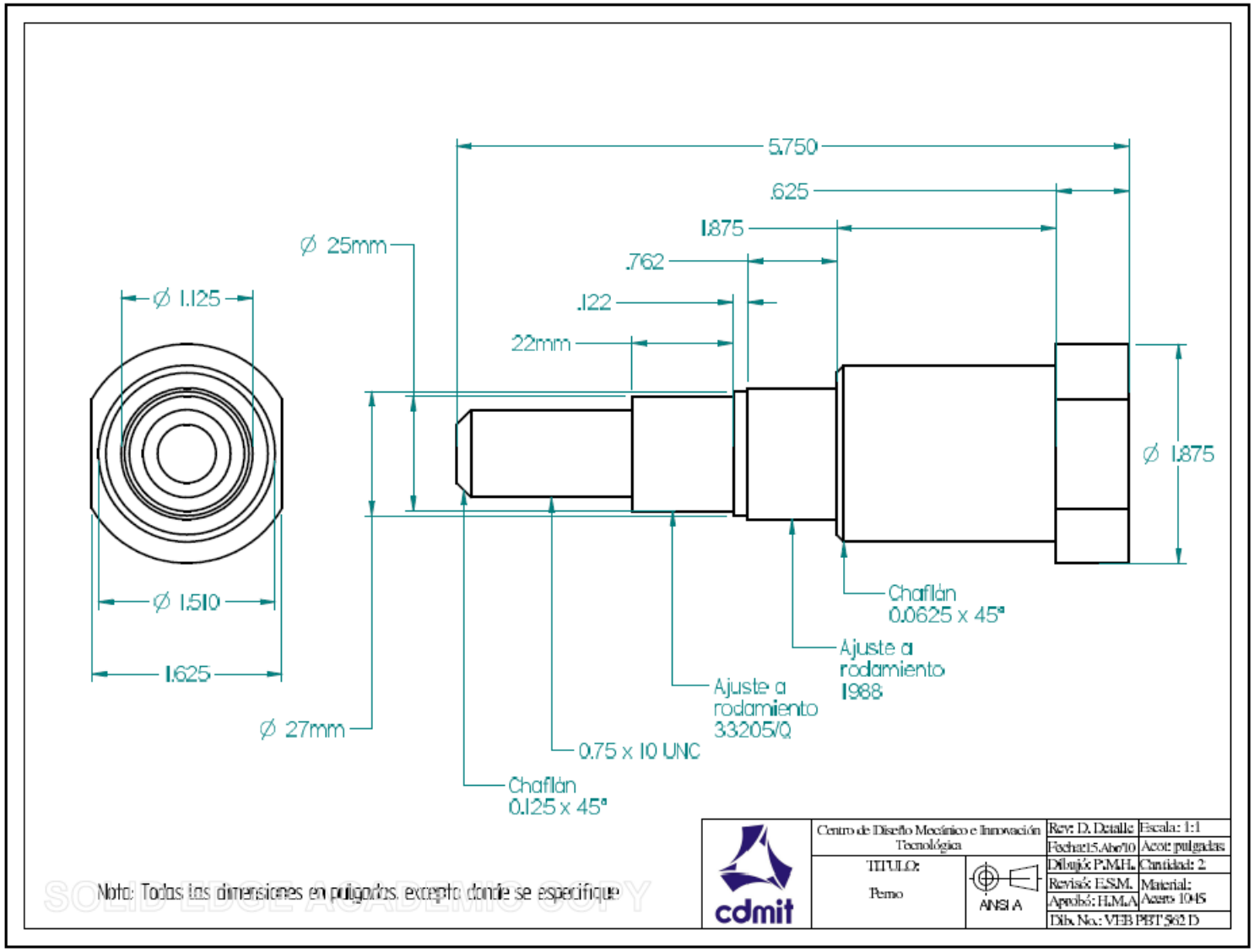
Rev: D. Detalle | Escala: 1:2
Fecha:15.Abr'10 | Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H. | Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A
Dib. No.: VEB EPM 500 D

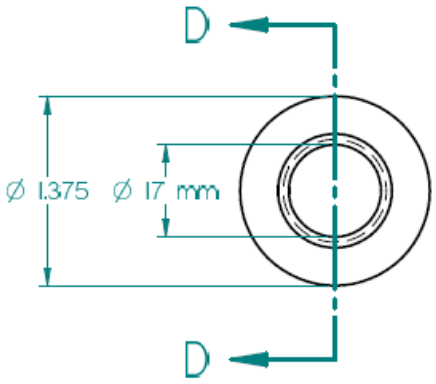
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

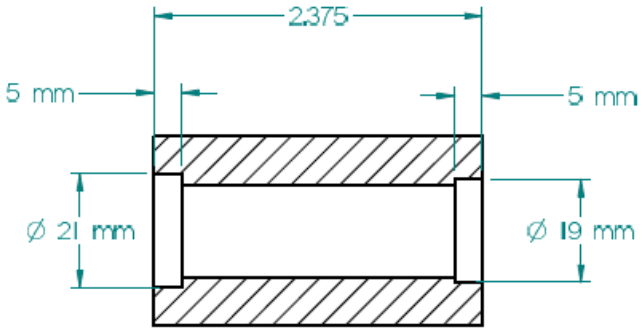


EDUCATIONAL ACADEMIC COPY


A
Ø 46mm
6 x 0.250
@ Ø4.500
pasados
equidistantes
Ø 5.500
A
1.750
.375
.375
Ajuste a
rodamiento
1988
Ajuste a
rodamiento
33205/Q
Ø 3.750
Ø 3.000
Ø 52mm
Ø 2.250
22mm
.781
SECTION A-A
Nota: Todas las dimensiones en pulgadas, excepto donde se especifique
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
Rev: D. Detalle
Escala: 1:1
Fecha:15.Abr'10
Acot: pulgadas
TITULO:
Sufridera
ANSI A
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Aprobó: H.M.A
Material:
Acero 1045
Dib. No.: VEB PBT 560 D


5.750
.625
1.875
.762
.122
22mm
Ø 25mm
Ø 1.125
Ø 1.875
Ø 1.510
1.625
Ø 27mm
Chaflán
0.0625 x 45°
Ajuste a
rodamiento
1988
Ajuste a
rodamiento
33205/Q
0.75 x 10 UNC
Chaflán
0.125 x 45°
Nota: Todos las dimensiones en pulgadas, excepto donde se especifique
SOLID EDGE ACADEMIC COPY
cdmit
Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica
TITULO:
Perno
ANSI A
Rev: D. Detalle
Escala: 1:1
Fecha:15-Abr'10
Acot: pulgadas
Dibujó: P.M.H.
Cantidad: 2
Revisó: E.S.M.
Material:
Aprobó: H.M.A
Acero 1045
Dib. No.: VEB PBT 562 D

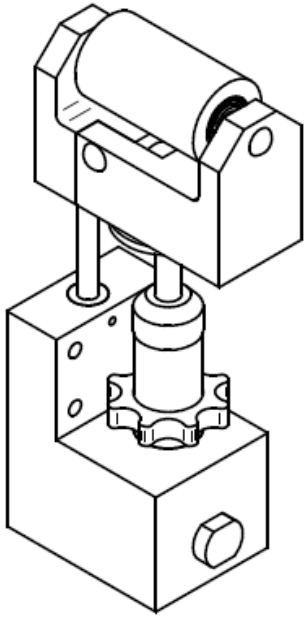


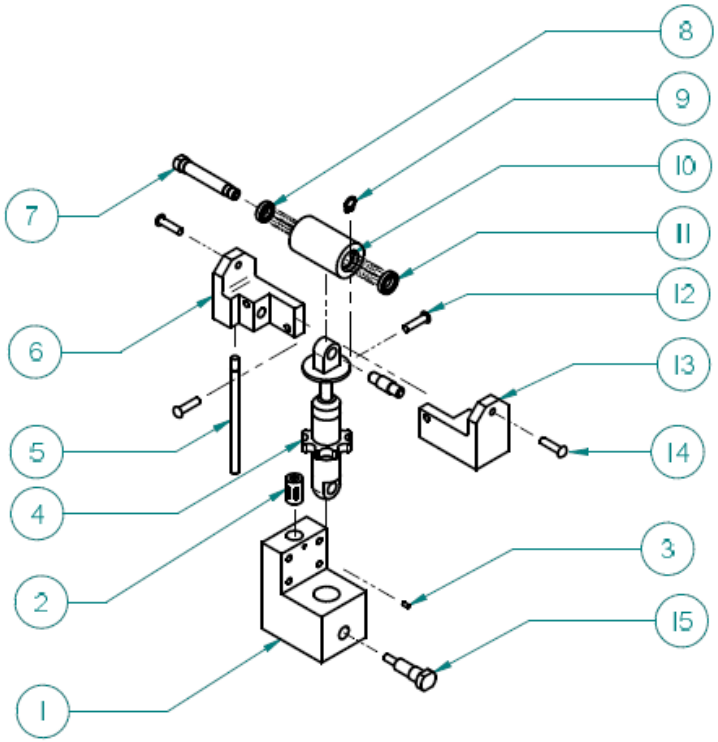


SECTION D-D

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle	
		Fecha:15.Abr'10	Acot: pulgadas
	TITULO: Polea	Dibujó: P.M.H.	Cantidad: 4
		Revisó: E.S.M.	Material: Nylamid M
	ANSI A	Aprobó: H.M.A.	
		Dib. No.: VEB PBT 585 D	



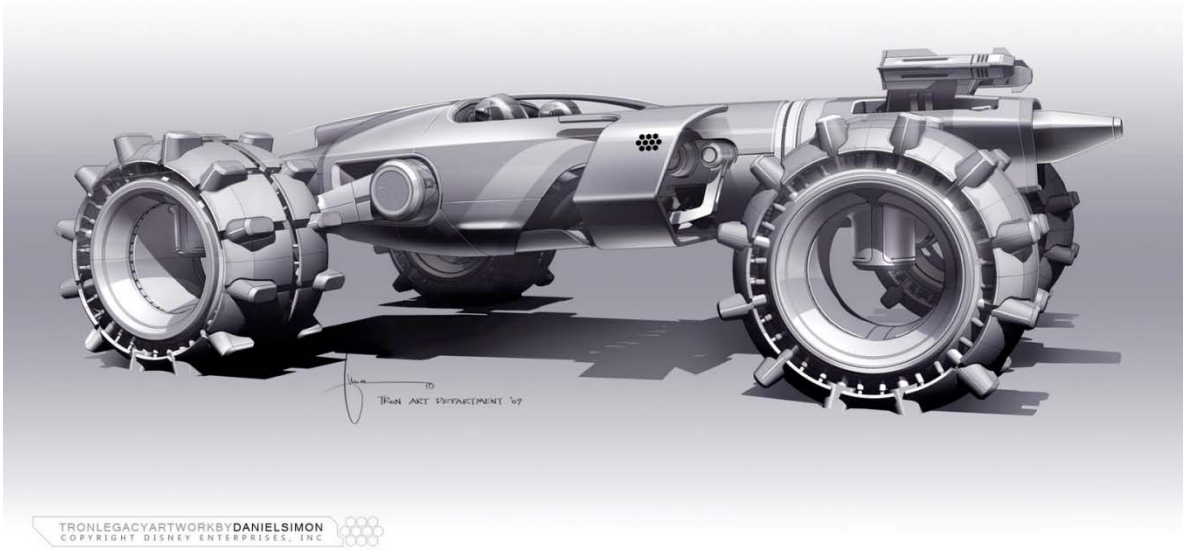


Nº	Descripción	Referencia	Cantidad
1	Base tensor	VEB PBT 581 D	1
2	Rodamiento Lineal	KH08-PP	1
3	Prisionero	0.125 x 40 UNC	1
4	Amortiguador	LU 4.00 AX	1
5	Eje guia	VEB PBT 582 D	1
6	Acoplador 1	VEB PBT 583 D	1
7	Eje polea	VEB PBT 580 D	1
8	Rodamiento	61800	1
9	Seguro omega	5100-39	1
10	Polea	VEB PBT 585 D	1
11	Rodamiento	61801	1
12	Perno acopladores	VEB PBT 582 D	1
13	Acoplador 2	VEB PBT 584 D	1
14	Tornillo Allen cabeza gota	0.25 x 20 UNC x 1	4
15	Perno base	VEB PBT 582 D	1

ACADEMIC COPY

cdmit	Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica	Rev: D. Detalle	
		Fecha:15.Abr'10	Acot: pulgadas
	TITULO: Ensamble	Dibujó: P.M.H.	Cantidad:4
		Revisó: E.S.M.	
	ANSI A	Aprobó: H.M.A.	
		Dib. No.: VEB SBT 580 D	

APÉNDICE IV



Daniel Simon, Tron Legacy Artwork, Copyright Disney Enterprises, Inc.

Análisis de resistencia para los dientes de las poleas de tiempo

A4.1 Objetivo

Determinar la factibilidad de la sustitución de material de aluminio por material de nylon para las poleas de tiempo

A4.2 Metodología

1. Definir restricciones
2. Determinar el par permisible para las poleas de tiempo en catalogo
3. Determinar la fuerza de tensión para la banda
4. Determinar la carga sobre cada diente
5. Realizar un análisis de elemento finito
6. Analizar resultados
7. Conclusiones

A4.3 Desarrollo

1. Definir restricciones

Tabla A4. 1 Restricciones para el análisis

Especificación	valor	Unidad
Reducción	1.5	
Velocidad polea motriz	1160	RPM
Ancho de la banda	1	in
Distancia entre centros	16.5 – 18.5	in

2. Determinar el par permisible para las poleas de tiempo en catalogo

Mediante una búsqueda de catálogo se obtiene la siguiente tabla para las restricciones

Tabla A4. 2 Datos obtenidos en catalogo de la marca Martin

Relación de velocidades	**Combinación de poleas**				**Vel. de impulsada y capacidad de HP**		**Distancia entre centros**			
	Motriz		Impulsada		1160 RPM velocidad de motriz		480H	510H	540H	570H
	Código no. de ranuras	Diámetro de paso [in]	Código no. de ranuras	Diámetro de paso [in]	Velocidad de impulsada	Hp para banda de 1 in	96 dientes	102 dientes	108 dientes	114 dientes
1.5	32H	5.093	48H	7.639	773	6.48			16.97	18.47
	24H	3.820	36H	5.730	773	4.89		17.98		
	20H	3.183	30H	4.775	773	4.08	17.74			

Mediante la siguiente formula se encontró el par permisible para cada polea impulsada en función de de la potencia y velocidad angular

$$P = T\omega$$

Donde:

$$P: potencia\ [W]$$

$$T: Par\ [Nm]$$

$$\omega: velocidad\ angular\ \left[\frac{rad}{s}\right]$$

3. Determinar la fuerza de tensión para la banda

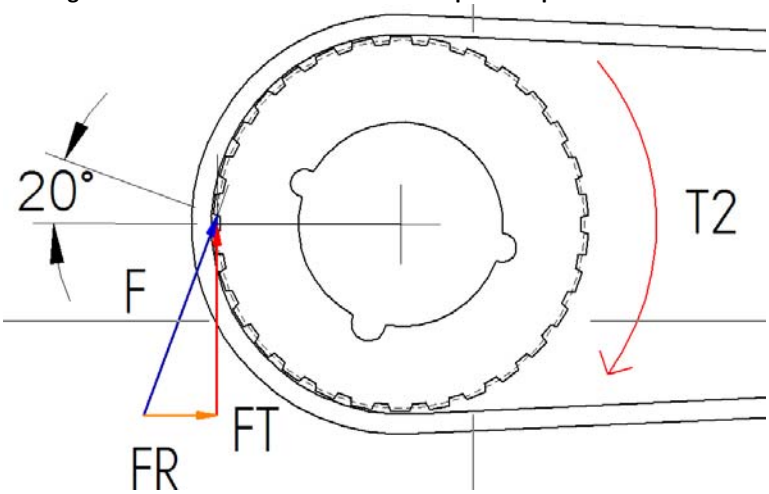
Una vez obtenido el par y conociendo el diámetro de la polea impulsada D, se puede conocer la fuerza tangencial mediante

$$T = F_T \cdot \left[\frac{D}{2}\right]$$

4. Determinar la carga sobre cada diente

Las poleas tienen un *ángulo de presión de* 20°, y observando el número de dientes que tienen contacto con la banda dentada, se puede obtener la carga sobre cada diente.

Fig. A4. 1 Fuerza sobre cada diente de la polea impulsada



Se observa que para la reducción de 1:5 los dientes en contacto son exactamente la mitad de los dientes totales de la polea

La fuerza total sobre cada polea es la misma, pero el número de dientes que tienen contacto con la banda es menor en la polea motriz, la carga sobre el diente es más crítica en este caso.

La siguiente tabla presenta los datos del par, fuerza tangencial, y carga por diente, para poleas impulsadas de 48, 36 y 30 dientes

Tabla A4. 3 Cálculos para la obtención de la carga en cada diente para poleas de 48, 36 y 30 dientes (ord. desc.)

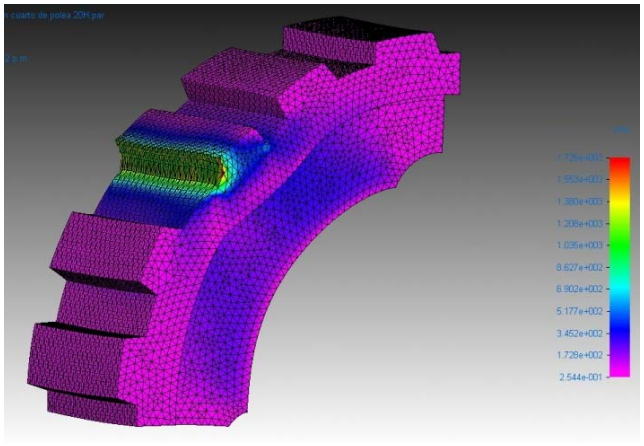
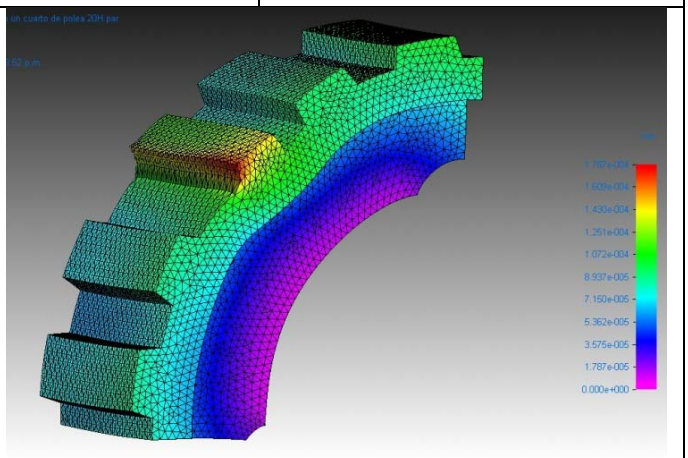
Velocidad [RPM]	Velocidad [rad/s]	Potencia [HP]	Potencia [W]	Diámetro impulsada[in]	Diámetro impulsada[m]	par [Nm]	Fuerza [N]	Fuerza tangencial por diente [N]	Fuerza sobre el diente [N]
773	80.948	6.48	4832.135	7.639	0.194	59.694	615.305	38.457	40.925
773	80.948	4.89	3646.473	5.73	0.146	45.047	619.023	51.585	54.896
773	80.948	4.08	3042.456	4.775	0.121	37.585	619.782	61.978	65.956

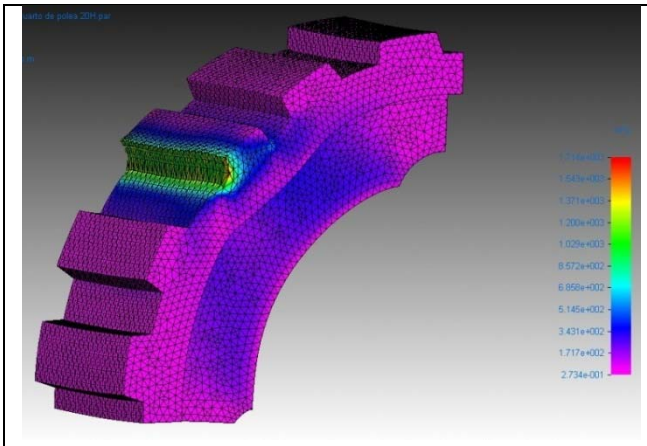
5. Realizar un análisis de elemento finito

Para el análisis se considera un cuarto de polea, en este caso, para la polea de 20 dientes

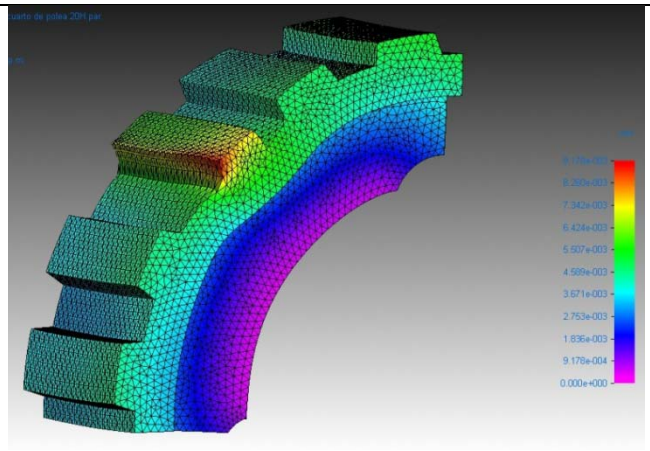
$$Esfuerzo\ máximo = 1.72\ MPa$$

Tabla A4. 4 Resultados del análisis

<table>
<tr><td rowspan="3">Aluminio 6061-T6</td><td>Resistencia a la cedencia</td><td>$275.79\ MPa$</td></tr>
<tr><td>Factor de seguridad</td><td>159.85</td></tr>
<tr><td>Desplazamiento máximo</td><td>$1.79x10^{-4}\ mm$</td></tr>
<tr><td colspan="2"> 
Esfuerzos</td><td> 
Desplazamientos</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Nylon</td><td>Resistencia a la cedencia</td><td>$37.9\ MPa$</td></tr>
<tr><td>Factor de seguridad</td><td>22.11</td></tr>
<tr><td>Desplazamiento máximo</td><td>$9.18x10^{-3}\ mm$</td></tr>
</table>



Esfuerzos



Desplazamientos

6. Analizar resultados

El factor de seguridad usando aluminio es más de siete veces más grande que el factor de seguridad si se utiliza aluminio.

7. Conclusiones

Es posible fabricar las poleas en nylon, reduciéndose el peso reduciéndose a menos de la mitad el peso.